

Máster en
Ingeniería
Mecánica
Aplicada y
Computacional

DISEÑO
PARAMÉTRICO DE
MÁQUINA PARA
TRANSPORTE Y
CALIBRACIÓN POR
VIBRACIÓN

Director: José Javier Gil Soto

Jacob Garcia Cosano

Índice:

1.-OBJETIVO DEL PROYECTO:	2
2.-CONSIDERACIONES DE DISEÑO PREVIOS AL DISEÑO PARAMÉTRICO.....	3
3.-CARACTERÍSTICAS GENÉRICAS PREVIAS AL DISEÑO PARAMÉTRICO:	4
4.-PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO:	4
5.-INSTRUCCIONES DE USO DE LA APLICACIÓN:	16
6.- DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA	21
7. -CÁLCULO MODAL	27
7.1- SISTEMA LIBRE-LIBRE	27
7.1.1-SISTEMA ORIGINAL.	27
7.1.2-SISTEMA OPTIMIZADO.	29
7.2-SISTEMA BIAPROYADO.....	32
7.2.1-SISTEMA ORIGINAL	32
7.2.2-SISTEMA OPTIMIZADO.	37
8.-CÁLCULOS DE RESPUESTA FORZADA	41
8.1-DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA DE LA RESPUESTA FORZADA	41
8.1.1-CARACTERÍSTICAS DE LA EXCITACIÓN	42
8.1.2-DESCRIPCIÓN DEL MODELO DE AMORTIGUAMIENTO	43
8.2-SOLUCIÓN DEL PROBLEMA DE RESPUESTA FORZADA, SISTEMA ORIGINAL.....	45
8.3 SOLUCIÓN DE PROBLEMAS DE RESPUESTA FORZADA, SISTEMA OPTIMIZADO.....	48
9.-CÁLCULO MODAL, CASOS REPRESENTATIVOS.....	56
9.1- SISTEMA LIBRE-LIBRE	56
9.1.1- REDISEÑO A DIMENSIONES DE: 1000X1000	56
9.1.2- REDISEÑO A DIMENSIONES DE: 1000X1500	59
9.2- SISTEMA BIAPOLLADO	63
9.2.1- REDISEÑO A DIMENSIONES DE: 1000X1000	63
9.2.2- REDISEÑO A DIMENSIONES DE: 1000X1500	65
9.3- RESPUESTA FORZADA	68
9.3.1- REDISEÑO A DIMENSIONES DE: 1000X1000	68
9.3.2- REDISEÑO A DIMENSIONES DE: 1000X1500	73

1.-OBJETIVO DEL PROYECTO:

El objetivo de este proyecto fin de máster es hacer un diseño paramétrico de una maquina vibrante ideada para el transporte o calibración. Los transportes vibrantes se utilizan en industrias de diversa índole: farmacéutica, alimentaria, minera, etc....

Este tipo de máquinas de transporte o calibrado se diseñan para producir una vibración controlada que genere diferentes efectos sobre el producto a tratar, por ejemplo: podríamos transportarlo sin que se produjesen zonas de amontonamiento, es decir, con sección de caudal de producto constante, que nos permitan hacer selecciones ópticas o secados, también podemos hacer calibraciones por tamaño, etc...

La dificultad de este tipo de máquinas radica en que pese a no tener geometrías complejas, ni necesitar generalmente de acabados superficiales excesivamente exigentes. Deben ser calculadas mediante métodos de elementos finitos para poder garantizar de algún modo su durabilidad. Lo que en ocasiones complica mucho su diseño y obliga a invertir muchas horas de trabajo en su desarrollo.

Este proyecto consistirá en el desarrollo de una aplicación soportada en el programa Solidworks de tal forma que introduciendo un pequeño número de datos podamos garantizar que nuestra maquina se diseñe de forma automática, garantizando un alto nivel de fiabilidad.

Para la ejecución de este proyecto definiremos un rango dimensional; rango en el cual nuestra maquina se diseñara de forma automática. Este rango debe ser suficientemente amplio para que la aplicación sea lo más versátil posible.

Una vez definidos nuestros límites, haremos un diseño adaptativo en Solidworks, pensando en que pueda ser fácilmente redimensionable con Solidworks, mediante la utilización de diversas macros, que dictaminen como debería de ser nuestro diseño.

Por último, gestionaremos toda esta información a través de una aplicación que coordine toda la información recabada, para lograr un entorno agradable y sencillo. **Para que una persona que no sepa nada de este tipo de máquinas pueda configurarla y diseñarla con facilidad y fiabilidad.**

Una vez que introduzcamos en nuestra aplicación los datos propios de un pedido comercial, esta aplicación debería de ser capaz de diseñar la maquina en cuestión, proporcionándonos todos los datos necesarios para su fabricación y puesta en marcha.

2.-CONSIDERACIONES DE DISEÑO PREVIOS AL DISEÑO PARAMÉTRICO.

- Evitar aristas vivas:

Las aristas vivas, esquinas vivas y puntiagudas tienden a provocar concentraciones de tensiones, que acaban derivando en grietas por donde a menudo se parten este tipo de máquinas.

- Contacto entre moto-vibrador y conjunto vibrante.

El contacto entre el moto-vibrador y el conjunto vibrante debe ser a lo largo de toda la superficie que el moto-vibrador tiene de asiento. Con el fin de garantizar que el acabado superficial de la zona de asiento no sea un problema se suele rectificar la zona de contacto.

- Mínima cantidad de soldadura.

Las soldaduras provocan tensiones residuales. En la medida de lo posible la soldadura debe ser evitada ya que a menudo el inicio de las grietas propias de la fatiga, se produce en las periferias de las zonas soldadas. Existen tratamientos específicos para eliminar ciertas tensiones residuales como son el distensionado, vibraciones de baja frecuencia, etc..

También, cuando sea posible, se debe orientar la soldadura perpendicular a la a la dirección de excitación.

- Limitaciones de tamaño.

A menudo no es posible hacer moto-vibradores tan grandes como queramos las chapas se suministran en formatos de 1500x3000, como formato más estándar.

- Evitar interferencias con frecuencias naturales.

Cada una de las soluciones de diseño que arroje nuestro vibrador paramétrico debe tener una frecuencia de trabajo alejada de la de trabajo del sistema, a su vez la frecuencia natural de los elementos aislantes (Silenblock) de nuestra maquina debe ser al menos 3 veces más baja que la de excitación del sistema.

- En el montaje todas las suspensiones han de estar colocadas en la misma dirección, con la “rodilla” orientada a en el mismo sentido de la dirección de transporte del material.

3.-CARACTERÍSTICAS GENÉRICAS PREVIAS AL DISEÑO PARAMÉTRICO:

- El diseño de este tipo de vibradores es el más simple y económico dentro de los transportador oscilante por esa razón su uso está muy extendido.
- Debido a que este sistema no tiene compensación de masas, se emplea principalmente donde las fuerzas dinámicas ejercidas en la bancada son pequeñas y las aceleraciones del canal no excederán de 1.6 g.
- En disposiciones de una masa oscilante, debemos aplicar la fuerza en la dirección principal de la oscilación y directamente sobre el centro de gravedad 'CG' del sistema que vibra, si no el sistema sufrirá descompensaciones en su movimiento

4.-PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO:

A menudo en ingeniería se recurre al uso de tablas y e instrumentos simplificados de calculo que a menudo suministran los fabricantes de un determinado componente de nuestro diseño. A continuación, se explica, cual es el proceso de elección de determinados elementos de nuestro diseño y como se ha automatizado este proceso a través de las macros.

Para aislar el suelo de la nave, de las cargas dinámicas producidas por este tipo de máquinas elegiremos como suministrador, de los elementos comerciales de nuestro vibrador, al fabricante Rosta.

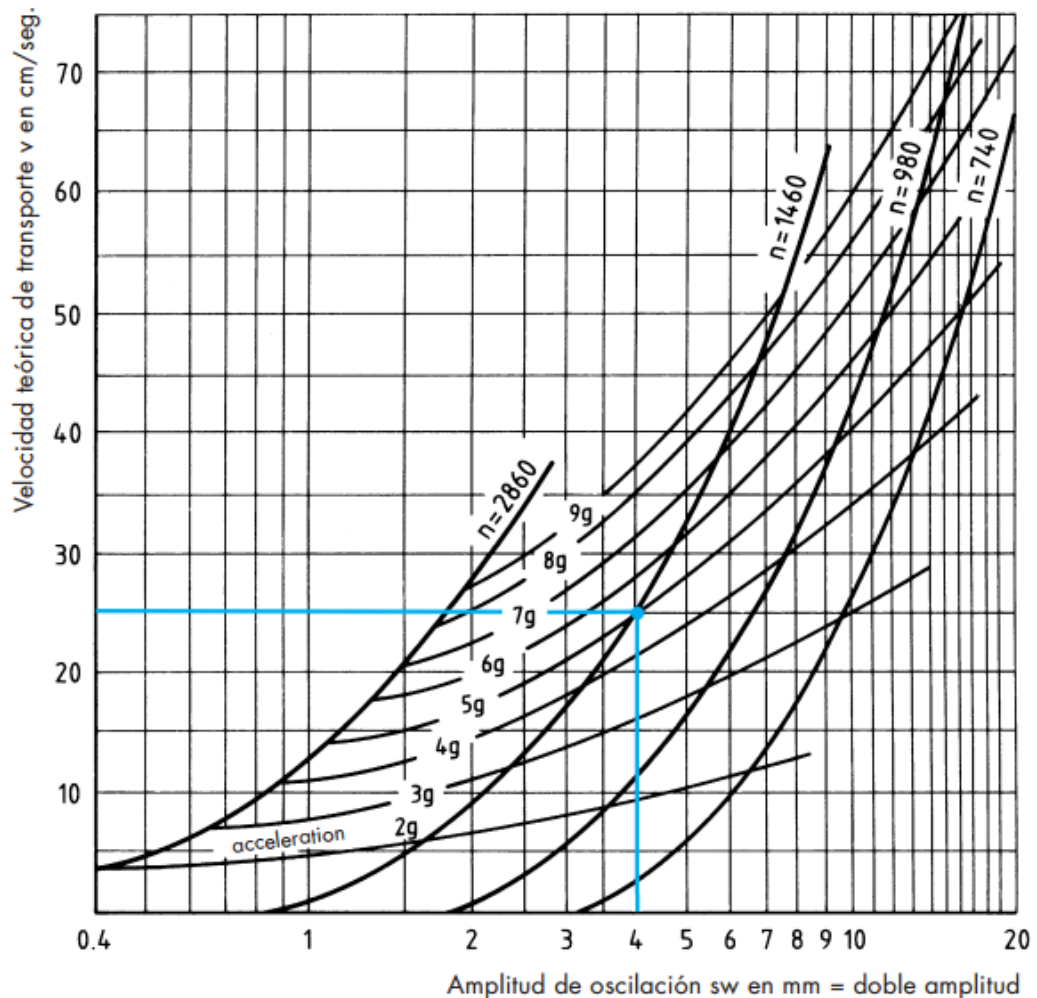
- Terminología de su catálogo:

<i>Símbolos</i>	<i>Unidades</i>	<i>Descripción</i>	<i>Símbolos</i>	<i>Unidades</i>	<i>Descripción</i>
a	m/s^2	aceleración	n_{err}	min^{-1}	rev./minuto
A	mm	dist. entre centros	R	mm	radio excéntrico
c_d	N/mm	valor de muelle dinámico (brazo)	S	—	centro de gravedad
c_t	N/mm	valor total de muelle (sistema)	sw	mm	amplitud (pico a pico)
f_e	Hz	frecuencia natural (elementos)	v_{th}	m/s	velocidad teórica (material)
f_{err}	Hz	frecuencia excitación	z	—	n° de brazos
F	N	fuerza	W	%	grado de amortiguación
g	$9.81 m/s^2$	aceleración de la gravedad	α	°	ángulo de oscilación
K	$\frac{Acel. \text{ máquina}}{Acel. \text{ gravedad}}$	factor de oscilación	β	°	inclinación del brazo
m	kg	masa			

Normalmente el parámetro de partida a la hora de diseñar un transportador vibrante es la velocidad de avance del producto, la velocidad del producto depende de la **inclinación de la fuerza transmitida**, del **radio de excitación** y de la **velocidad angular del moto-vibrador**. La

velocidad de avance del producto se determina de forma empírica con las tablas del fabricante.

El fabricante nos suministra una tabla en la que relaciona estas variables, a partir de ahora conoceremos esta gráfica, como “gráfica 1”:



Para adentrarnos en materia utilizaremos un ejemplo sencillo de cálculo.

Supongamos que nuestra velocidad de transporte deseada es de 25 cm/s. Una vez que tenemos esta información de partida consideraremos por ejemplo que vamos a utilizar un motor de 1460 rpm de esta manera queda determinada (amplitud = 4 mm) y una aceleración próxima a 5 g.

Recopilamos los siguientes datos de nuestra maquina prediseñada:

- Peso de la bandeja con los motores = 127 kg (estimamos que los moto-vibradores pesan entorno a 16kg x 2=32kg en total)
- Material sobre la bandeja = 12 kg (es el material medio que estaremos transportando en un determinado instante de tiempo)
- Consideramos también un 20 % de efecto acoplamiento del material sobre la bandeja, lo que hace un total de = 2.4 kg (el efecto de acoplamiento depende de las fuerzas viscosas que de alguna manera tiendes a adherir el material transportado y la bandeja)
- Por ultimo calculamos el peso total en vibración “m”

Bandeja + motores + acoplamiento = 141.4 kg

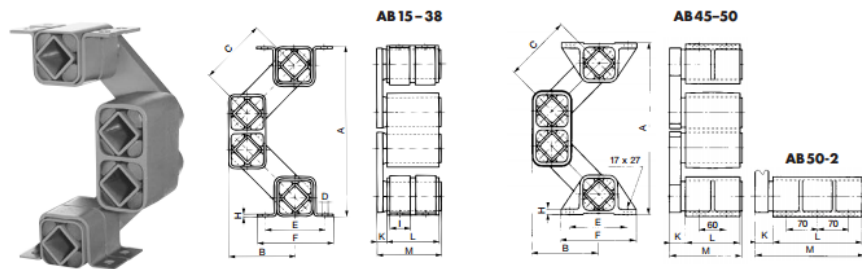
- 4 puntos de apoyo

Ahora tendríamos todos los datos de partida, y comenzamos por elegir nuestros soportes aislantes. Calculamos pues la carga que soportaran cada uno de nuestros soportes:

- Carga por soporte $G = (m \cdot g)/z = 141.4 \cdot 9.81/ 4 = 346.78 \text{ N}$

Miramos en la tabla y elegimos el soporte más apropiado para esta carga.

Suspensión Oscilante



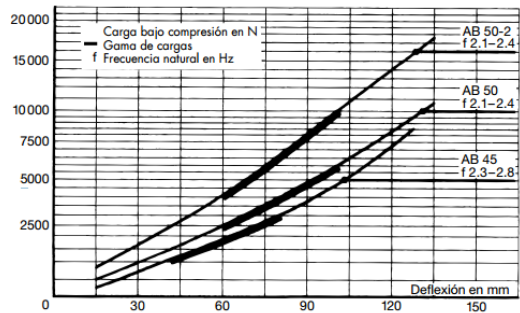
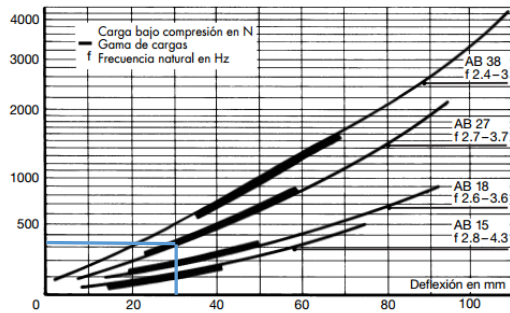
Tipo AB

Art. n°	Tipo	G en N	A sin carga	A máx. carga	B sin carga	B máx. carga	C	ØD	E	F	H	I	K	L	M	Peso en kg
07051 001	AB 15	- 160	165	120	70	89	80	7	50	65	2	25	10	40	52	0.67
07051 002	AB 18	120 - 300	203	150	87	107	100	9	60	80	2.5	30	14	50	67	1.35
07051 003	AB 27	250 - 800	230	170	94	114	100	11	80	105	3	35	17	60	80	2.65
07051 004	AB 38	600 - 1600	295	225	120	144	125	13	100	125	4	40	21	80	104	6.20
07051 054	AB 45	1200 - 3000	353	273	141	170	140	13	115	145	8	-	28	100	132	11.50
07051 006	AB 50	2500 - 6000	380	280	150	180	150	-	130	170	12	-	35	120	160	19.12
07051 050	AB 50-2	4200 - 10000	380	280	150	180	150	-	130	170	12	-	40	200	245	30.00

G = Capacidad de carga por soporte en N

Utilizaremos los amortiguadores AB 27 ya que son los que nos caen entre valores. Estos poseen una frecuencia natural de 2,7 a 3,7 Hz. Esta frecuencia debe ser al menos 3 veces más baja que la de excitación del sistema, tal y como vimos anteriormente. Si no, el vibrador no funcionaría correctamente, ya que podría excitar una de estas frecuencias

Como normalmente esta máquina debe de ser alineada con el resto de máquinas que conforman la línea de producción. Nos interesa saber la altura de la misma. Para ello están las siguientes tablas.



Para nuestro caso en concreto, sufriremos una deflexión de 60 mm

La manera de saber hasta dónde nos podríamos acercar con el resto de máquinas que conforman la línea de producción sin producir colisiones, cuando esta esté en funcionamiento necesitamos saber “sw” (es la amplitud de la vibración de nuestra maquina):

$$sw = \frac{\text{momento en kgcm} \cdot 10}{\text{peso total oscilante en kg}} = [\text{mm}]$$

Es importante recordar en este punto que “sw” era un parámetro que nos suministraba la tabla inicial y que está relacionado con parámetros como la inclinación de la fuerza transmitida, el radio de excitación y la velocidad angular del moto-vibrador. Así mismo este valor de amplitud del movimiento es el que nos proporcionan los motores que van a 1460 rpm, si en lugar de un motor que gira a esta velocidad tuviésemos un motor que girase a otra velocidad angular, el valor de “sw” sería distinto y en consecuencia todos los datos cambiarían. La manera óptima de saber cuáles el motor que más nos interesa sería repetir este proceso que vamos a llevar a cabo para los motores que giran a 1460 rpm, para todas las velocidades angulares posibles en las tablas de motores y luego escoger de entre todos los resultados posibles el motor que menos consumo tenga, es decir el más eficiente para nuestra máquina.

El momento que aparece en la formula depende del moto-vibrador, como este debía de ser de $n = 1460 \text{ rpm}$ tendremos que buscar dentro de los motores que giran a esta velocidad, para ver cuál de los motores del fabricante se adapta mejor a nuestras necesidades.





MVE - Standard Range

► 4 POLES

1500 - 1800 rpm



- II 3 D Ex tD A22 Tx IP66
TUNING statement Conformity Number UN0541E02768X
Equipment and protective system intended for use in potentially
explosive atmospheres (Zone 22) - Directive 94/9/EC
- Compliance with Essential Health and Safety Requirements
- EN 61241-10

TYPE	Mechanical Features						Electric Features									
	Workingmoment		FC		Weight		Power		Current		Ia/In				Cable	
	Kgcm		Kg		Kg		Kw		A max (Y)				Cast/Div2	II3 D		
	50Hz	60Hz	50Hz	60Hz	50Hz	60Hz	50 Hz	60 Hz	50 Hz	60 Hz	50Hz	60Hz	TempClass	TempClass		
										400V	460V		(T)	(°C)	Gland	
MVE 40/15	2.13	1.47	27	27	4.6		0.04	0.05	0.31	0.31	1.00	1.00	T4	100	M16	
MVE 90/15	5.97	4.2	75	76	7.4		0.09	0.1	0.26	0.25	1.00	1.00	T4	100	M20	
MVE 200/15	15.44	10.83	194	196	11.8		0.16	0.17	0.49	0.50	1.00	1.00	T4	100	M20	
MVE 400/15	33.43	23.38	420	423	19.5		0.30	0.35	0.84	0.86	2.50	2.50	T4	100	M20	
MVE 500/15	40.12	28.08	504	508	21.0		0.35	0.40	1.06	1.09	2.80	2.70		100	M20	
MVE 300/15	26.58	18.60	334	336	22.5		0.62	0.73	1.32	1.41	3.00	3.20	T4	100	M20	
MVE 700/15	56.83	39.36	714	712	27.4		0.62	0.73	1.32	1.41	3.00	3.20		100	M20	
MVE 1100/15	88.67	62.02	1114	1122	35.8		0.65	0.78	1.50	1.70	3.80	3.80		100	M20	
MVE 1400/15	108.57	76.72	1364	1388	59.8	58.2	0.90	1.10	1.71	1.78	4.00	4.00	T4	135	M25	
MVE 1700/15	137.31	91.98	1725	1664	61.8	59.4	1.15	1.30	2.16	2.09	4.70	4.50		135	M25	
MVE 2400/15	187.69	137.36	2358	2485	68.0	62.0	1.60	1.90	3.00	3.20	4.90	4.90		135	M25	

Para producir en nuestra maquina el movimiento que nos interesa siempre necesitamos un numero par de motores.

Para este moto-vibrador el peso oscilante será:

- $141.4 - 32(\text{peso estimado}) + 11.8 \times 2(\text{peso real}) = 132.6\text{kg}$ (se multiplica por 2 por ser 2 motores)

Del mismo modo el momento según los datos de la tabla será:

- $15.44 \times 2(\text{moto-vibradores}) = 30.88\text{kg} \cdot \text{cm}$ (se multiplica por 2 por ser 2 motores)

Finalmente aplicando la formula obtenemos un valor de "sw" de: 2.18mm

Al iniciar el cálculo comprobamos (según valores empíricos) que para conseguir una velocidad teórica de 25 cm/s necesitábamos una amplitud de 4mm. Se nos plantean dos soluciones de diseño:

1. Disminuimos el peso de la bandeja
2. Utilizamos un moto vibrador más potente

Ya que normalmente no es posible disminuir el peso de la bandeja (es la solución con más coste en diseño y fabricación), adoptaremos la opción más frecuente que es aumentar las prestaciones del motor. Si volvemos a la tabla y elegimos el motor de 33.43 kg*cm que pesa 61.8kg obtenemos un sw = 4.62mm que está muy próxima a 4 y la podríamos dar por válida, ya que los moto vibradores vienen preparados para reducir su masa excéntrica, de esta manera estaríamos trabajando a un 86.6% de su capacidad, lo cual es un valor muy prudente.

Como acabamos de ver asociado al diseño de cada vibrador va asociado un proceso de cálculo, a continuación nos centraremos en el proceso que realizado mediante macros que automatiza dicho proceso.

En primer lugar es necesario pasar las tablas e información suministrada, a un soporte digital. Nuestro soporte digital en este caso será una hoja Excel a la que llamaremos desde el programa principal. No se ha elegido una hoja Excel por casualidad, se ha elegido porque se considera la forma más sencilla que podría tener un usuario de esta aplicación para poder actualizar estos datos en un futuro.

Tal y como en el ejemplo anterior nuestro dato de partida será la velocidad de avance de nuestro producto. Lo que significa que este dato debe ser una variable de entrada de nuestro programa principal. De igual modo las dimensiones de nuestra máquina y el peso del producto sobre la bandeja también serán variables de entrada.

Una vez que hemos redimensionado la bandeja de nuestra máquina, sabemos el peso de la bandeja y aproximadamente donde quedará nuestro centro de gravedad, estamos en disposición de comentar nuestros cálculos.

A continuación realizaremos los siguientes pasos:

Conocemos el dato de la velocidad de avance porque es un parámetro introducido en el programa, lo primero que debemos saber es que velocidad angular debe tener nuestro moto-vibrador, dependiendo de la velocidad angular introducida obtendremos una “sw” distinta, tal y como se ve en la gráfica 1.

Los datos de la gráfica 1 han sido digitalizados en la siguiente tabla, a través de una hoja Excel:

sw (mm)	velocidad teórica de transporte (cm/s)	aceleración (g)	numero de polos	Velocidad angular del moto-vibrador (rpm)
0.5	4.4	2.4	2	3000
1	13	4.8	2	3000
1.5	20.5	6.8	2	3000
2	28	9.1	2	3000
1.8	8	2.4	4	1500
2	9	2.5	4	1500
3	17	3.8	4	1500
4	25	5	4	1500
5	33	6.25	4	1500
6	40	7.25	4	1500
7	48	8.42	4	1500
8	55	9.6	4	1500
3.5	8.5	2	6	1000
4	11.5	2.33	6	1000
5	16.5	2.8	6	1000
6	22	3.3	6	1000
7	27	3.8	6	1000
8	31.8	4.2	6	1000
9	37.4	4.9	6	1000
10	42.5	5.33	6	1000
11	47.5	5.934	6	1000
12	52.25	6.3333	6	1000

13	58.3	7	6	1000
14	63	7.5	6	1000
15	67.75	8	6	1000
7	13.5	2.16	8	750
8	17	2.45	8	750
9	22	2.825	8	750
10	27	3.1666	8	750
11	30	3.43	8	750
12	33.5	3.65	8	750
13	38.25	4	8	750
14	42.5	4.375	8	750
15	45.5	4.6	8	750
16	50	5	8	750
17	52.5	5.1875	8	750
18	57	5.53	8	750
19	60.75	5.82	8	750

El algoritmo que se muestra a continuación recorrerá los valores de la tabla y calculará los valores de “sw” y Velocidad angular del moto-vibrador.

```

ReDim matrix(5, 3)
busqueda:
DoWhile oXL.ActiveSheet.Cells(i + 1, 2).Value < VELOCIDAD_AVANCE.Text And
oXL.ActiveSheet.Cells(i + 1, 2).Value <> 0

Me interesa detenerme en el primer valor de velocidad inmediatamente superior a
la introducida, ya que es el primer valor que necesito para hacer mi regla de 3
compuesta
    i = i + 1
Loop
If oXL.ActiveSheet.Cells(i + 1, 2).Value >= VELOCIDAD_AVANCE.Text And
oXL.ActiveSheet.Cells(i, 2).Value < VELOCIDAD_AVANCE.Text Then
Si me he detenido correctamente estaré entre el valor inmediatamente superior y
el inmediatamente inferior al buscado
Calculo la regla de 3 compuesta para la 'sw' y la aceleración

a = oXL.ActiveSheet.Cells(i + 1, 2).Value
b = oXL.ActiveSheet.Cells(i, 2).Value
C = oXL.ActiveSheet.Cells(i + 1, 1).Value
d = oXL.ActiveSheet.Cells(i, 1).Value
h = oXL.ActiveSheet.Cells(i + 1, 3).Value
f = oXL.ActiveSheet.Cells(i, 3).Value
matrix(j, 3) = C - (a - VELOCIDAD_AVANCE.Text) * (C - d) / (a - b)

Valor de sw
    resultado2 = h - (a - VELOCIDAD_AVANCE.Text) * (h - f) / (a - b)

Valor de aceleración

matrix(j, 1) = oXL.ActiveSheet.Cells(i, 5).Value

Valor de rpm

```

```
matrix(j, 2) = matrix(j, 3) * pb / 10
```

Es el valor del 'workingmoment' de la tabla de los motores

```
j = j + 1
```

En la matriz también debo de almacenar el 'workingmoment' calculado a partir del peso

Debería de almacenar estos valores en una matriz, ya que cada uno de ellos será un posible inicio a la hora de elegir un motor recalculando el peso total, con el peso del nuevo motor en cada caso

Buscare por tanto valores "en la tabla de motores" que cumplan tanto en peso como en momento a unas rpm dadas

```
EndIf
```

```
If oXL.ActiveSheet.Cells(i + 1, 4).Value <> 0 Then
```

```
    i = i + 1
```

```
GoTo busqueda
```

```
EndIf
```

La matriz "matrix" debe de almacenar el 'workingmoment' calculado a partir del peso de la bandeja redimensionada extraído de nuestro programa de diseño, así como el valor de la velocidad angular correspondiente.

Los valores de la matriz serán valores de inicio a la hora de elegir un moto-vibrador, recalculando con el peso del nuevo moto-vibrador en cada caso. Buscare por tanto valores en la tabla digitalizada de moto-vibradores que cumplan tanto en peso como en momento a unas revoluciones por minuto dadas.

El siguiente algoritmo recorrerá todos los valores posibles de moto-vibradores que nos posibilita nuestro distribuidor y que se muestran en la siguiente tabla:

	Workingmoment	FC	Weight	CONSUMO	
	Kgcm	Kg	Kg		
TYPE	50Hz	50Hz	50Hz	50Hz	RPM
60/3	1.31	66.00	4.20	0.16	3000.00
100/3	1.96	98.00	4.60	0.19	3000.00
200/3	3.72	187.00	7.00	0.35	3000.00
202/3	3.72	187.00	7.20	0.35	3000.00
300/3	6.39	321.00	9.80	0.52	3000.00
400/3	7.96	407.00	10.30	0.58	3000.00
500/3	10.27	530.00	15.80	0.96	3000.00
700/3	14.90	758.00	16.50	1.25	3000.00
800/3	15.68	794.00	20.60	1.45	3000.00
1200/3	20.26	1005.00	21.60	1.85	3000.00
1300/3	26.58	1355.00	22.00	2.44	3000.00
1301/3	26.58	1355.00	34.00	2.44	3000.00
1310/3	22.34	1123.00	34.00	2.44	3000.00
1600/3	31.26	1601.00	51.60	2.94	3000.00
2000/3	36.78	2027.00	52.80	3.75	3000.00
2300/3	45.97	2302.00	53.60	4.44	3000.00

3200/3	68.10	3252.00	103.00	5.30	3000.00
4000/3	79.40	4033.00	107.00	5.30	3000.00
5000/3	103.24	5009.00	111.20	7.22	3000.00
6500/3	129.55	6510.00	228.40	9.50	3000.00
9000/3	179.59	9025.00	240.30	14.00	3000.00
40/15	1.97	25.00	4.60	0.31	1500.00
90/15	5.97	75.00	7.40	0.26	1500.00
200/15	15.44	194.00	11.80	0.49	1500.00
400/15	33.43	420.00	19.50	0.84	1500.00
500/15	40.12	504.00	21.00	1.06	1500.00
300/15	26.58	334.00	22.50	1.32	1500.00
700/15	56.83	714.00	27.40	1.32	1500.00
1100/15	88.67	1114.00	35.80	1.70	1500.00
1400/15	108.57	1364.00	59.80	1.71	1500.00
1700/15	137.31	1725.00	61.80	2.16	1500.00
2400/15	187.69	2358.00	68.00	3.00	1500.00
2500/15	203.53	2557.00	90.00	3.40	1500.00
3000/15	248.66	3124.00	97.50	3.70	1500.00
3800/15	306.69	3853.00	130.40	4.12	1500.00
4300/15	343.22	4312.00	134.40	5.70	1500.00
5500/15	437.39	5495.00	192.20	6.50	1500.00
7200/15	576.76	7246.00	253.00	9.60	1500.00
9000/15	717.97	9020.00	268.60	12.00	1500.00
10000/15	800.11	10052.00	311.80	13.00	1500.00
11500/15	932.20	11779.00	445.00	17.50	1500.00
14500/15	1142.40	14352.00	460.00	20.00	1500.00
50/1	9.49	53.00	10.40	0.40	1000.00
100/1	18.80	105.00	12.20	0.40	1000.00
200/1	33.49	187.00	19.60	0.53	1000.00
300/1	56.93	318.00	26.60	0.67	1000.00
500/1	91.88	513.00	34.00	1.20	1000.00
510/1	91.88	513.00	34.50	1.20	1000.00
800/1	137.37	767.00	61.80	1.29	1000.00
1100/1	187.69	1048.00	79.40	1.42	1000.00
1500/1	284.76	1590.00	83.60	2.10	1000.00
1600/1	299.63	1673.00	99.80	2.83	1000.00
2100/1	373.05	2083.00	114.30	3.00	1000.00
2600/1	467.44	2610.00	148.60	3.63	1000.00
3000/1	540.33	3017.00	155.40	4.50	1000.00
5210/1	939.60	5237.00	225.00	6.92	1000.00
3800/1	680.38	3799.00	215.60	4.67	1000.00
4700/1	838.34	4681.00	230.80	6.50	1000.00
5200/1	929.86	5192.00	279.80	6.92	1000.00
6500/1	1165.19	6506.00	304.40	7.76	1000.00
8000/1	1435.98	8018.00	325.20	12.60	1000.00

9000/1	1600.39	8936.00	337.80	13.20	1000.00
10000/1	1788.44	9986.00	385.80	13.50	1000.00
13000/1	2329.84	13009.00	422.20	17.00	1000.00
12000/1	2253.00	12580.00	522.00	16.00	1000.00
15000/1	2634.00	14706.00	672.00	19.00	1000.00
17500/1	3220.00	17980.00	744.00	24.00	1000.00
19500/1	3632.00	20285.00	768.00	25.00	1000.00
22000/1	4067.00	22711.00	916.00	32.00	1000.00
25000/1	4572.00	25532.00	994.00	33.00	1000.00
150/075	33.39	105.00	21.40	1.14	750.00
250/075	56.93	179.00	29.50	1.15	750.00
400/075	84.02	264.00	35.00	1.15	750.00
650/075	137.31	431.00	64.70	1.20	750.00
900/075	187.72	589.00	71.00	1.23	750.00
1300/075	299.60	941.00	99.80	1.86	750.00
2100/075	467.41	1468.00	150.40	2.81	750.00
3100/075	680.34	2137.00	212.20	3.79	750.00
3800/075	838.43	2633.00	230.20	6.00	750.00
4200/075	929.74	2920.00	284.50	6.50	750.00
5300/075	1165.22	3660.00	305.00	8.50	750.00
6500/075	1435.85	4510.00	324.40	10.00	750.00
10000/075	2200.43	6911.00	422.20	13.50	750.00
12000/075	2835.00	8904.00	571.00	14.00	750.00
14000/075	3713.00	11661.00	751.00	21.00	750.00
17000/075	4401.00	13822.00	812.00	22.00	750.00
22000/075	5857.00	18395.00	982.00	26.00	750.00

A continuación se muestra el algoritmo que discrimina que motor es el óptimo:

```
oXL.Sheets("MOTOVIBRADORES").Select()
    CONSUMO = 100
    i = 1
    PB_INI = pb
    REF_MOTOR = 0

DoWhile oXL.ActiveSheet.Cells(i + 3, 2).VALUE > 0
    Lo que quiero es que mientras no encuentre una casilla vacía siga recorriendo el
    programa, de esta manera sé que he comprobado todas las referencias del
    fabricante y si en un futuro hubiese más sé que con introducirlas en la tabla el
    programa las analizara.
    pb = PB_INI + (2 * oXL.ActiveSheet.Cells(i + 3, 6).Value) + 0.2 * pproducto.Text
    Recalculamos el valor de pb con el peso del moto-vibrador actualizado de la tabla

    algo = oXL.ActiveSheet.Cells(i + 3, 6).Value
    If pb < oXL.ActiveSheet.Cells(i + 3, 4).Value Then

        Si cumple esta condicion podría ser válido, ahora recorreremos la matriz que
        acabamos de almacenar en el algoritmo anterior, para ver si tiene también el
        valor necesario de workingmoment para esas rpm
        For k = 1 To j
            rpm = matrix(k, 1)
            par = matrix(k, 3) * pb / 10

            If rpm = oXL.ActiveSheet.Cells(i + 3, 14).value And par < oXL.ActiveSheet.Cells(i
            + 3, 2).value And CONSUMO > oXL.ActiveSheet.Cells(i + 3, 10).value Then
                CONSUMO = oXL.ActiveSheet.Cells(i + 3, 10).value

            Almaceno el nuevo consumo si es más bajo que el anterior

            REF_MOTOR = oXL.ActiveSheet.Cells(i + 3, 1).value

            Almaceno esta nueva referencia que cumpliendo todos los requisitos tiene menor
            consumo, iré sobrescribiendo este valor hasta el final. El ultimo valor será el
            que me interesa.

        EndIf
    Next

EndIf
i = i + 1
Loop
```

Ya solo nos falta desarrollar el algoritmo que nos recalcule el centro de gravedad de nuestra máquina, haciendo que la acción de los moto-vibradores este orientada siempre al centro de gravedad de la máquina.

A continuación se muestra el algoritmo para calcular el centro de gravedad de la máquina.

```
DoWhile Math.Abs(CY - inicializacion) > 0.1
```

Nuestro iterador posicionara los puentes en los que se ubican los moto-vibradores con una incertidumbre de 0.1mm, mucho menor que las tolerancias de fabricación de nuestra máquina, de esta manera podemos asegurar que la maquina está suficientemente bien calculada.

inicializacion = CY

```
swApp.ActivateDoc2("VFB_TFM_H", False, 0)
Part = swApp.ActiveDoc
Part.EditRebuild()
Me.BARRA.Text = "RECALCULANDO POSICION DEL PUENTE"
Me.BARRA.Visible = False
ReDim Preserve DimArray(4)
DimArray(0) = "D1@CG@VFB_TFM_H.PART"
DimArray(1) = CX
DimArray(2) = "D2@CG@VFB_TFM_H.PART"
DimArray(3) = CY
```

Leemos el valor del centro de gravedad de la máquina que nos proporciona Solidworks sobre el sólido dibujado. Estos valores siempre están referenciados con respecto al origen de nuestro dibujo, así que son coordenadas absolutas.

```
SW_Cotas(Part, DimArray)
swApp.ActivateDoc2("VFB_TFM_A", False, 0)
Part = swApp.ActiveDoc
swModel = swApp.ActiveDoc
swConf = swModel.GetActiveConfiguration
swRootComp = swConf.GetRootComponent()
swSelMgr = Part.SelectionManager

retval = Part.SelectByID("VFB_TFM_H-1@VFB_TFM_A", "COMPONENT", 0, 0, 0)
swSelObj = swSelMgr.GetSelectedObject(1)
swModel = swSelObj.GetModelDoc
```

Una vez interpretados los valores leídos volvemos a introducirlos en las cotas de nuestro programa, para reubicar el puente con respecto los valores leídos

```
CX = swModel.GetCustomInfoValue("Predeterminado", "XX")
CX = CX / 100
CY = swModel.GetCustomInfoValue("Predeterminado", "YY")
CY = Math.Abs(CY / 100)
```

Loop

Nuestro programa recalculara estos valores hasta que alcance una precisión de 0.1mm

Esta parametrización utiliza métodos iterativos que parten de diferentes puntos de partida, de este modo el diseño será estable si siempre alcanza la misma solución, aunque los puntos de partida sean distintos.

5.-INSTRUCCIONES DE USO DE LA APLICACIÓN:

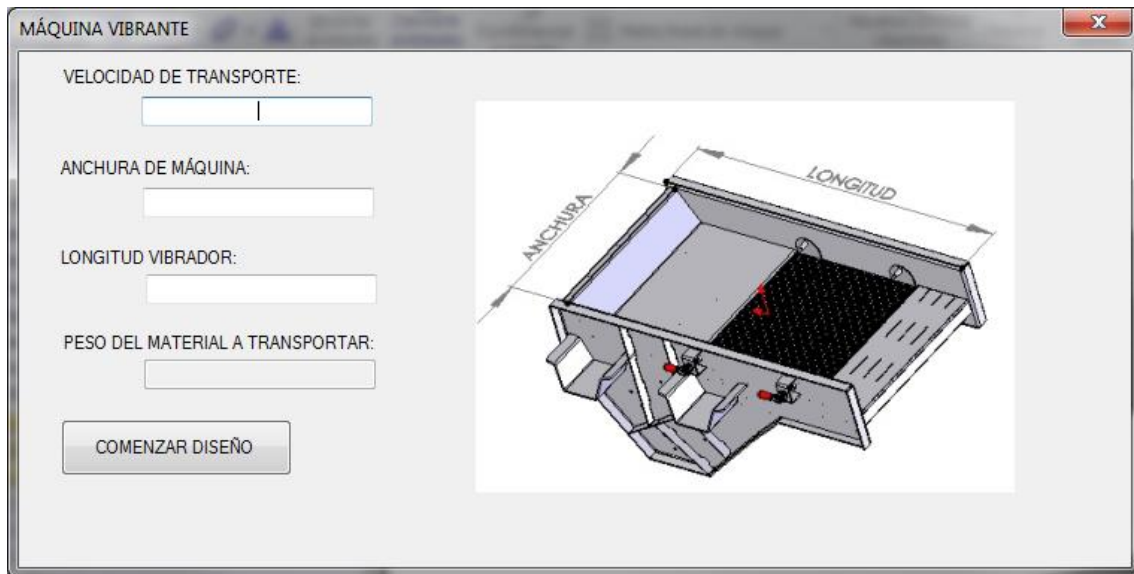
En este proyecto se ha diseñado una aplicación que interactúa con el programa SolidWorks y que pretende ser una herramienta sencilla y cómoda para que cualquier persona pueda utilizar la sin necesidad de tener conocimientos de ingeniería.

Como en cualquier aplicación en esta aplicación tendremos una serie de datos de entrada, estos datos nos permitirán nutrir al programa de la información necesaria para su fin, Estas variables entradas son:

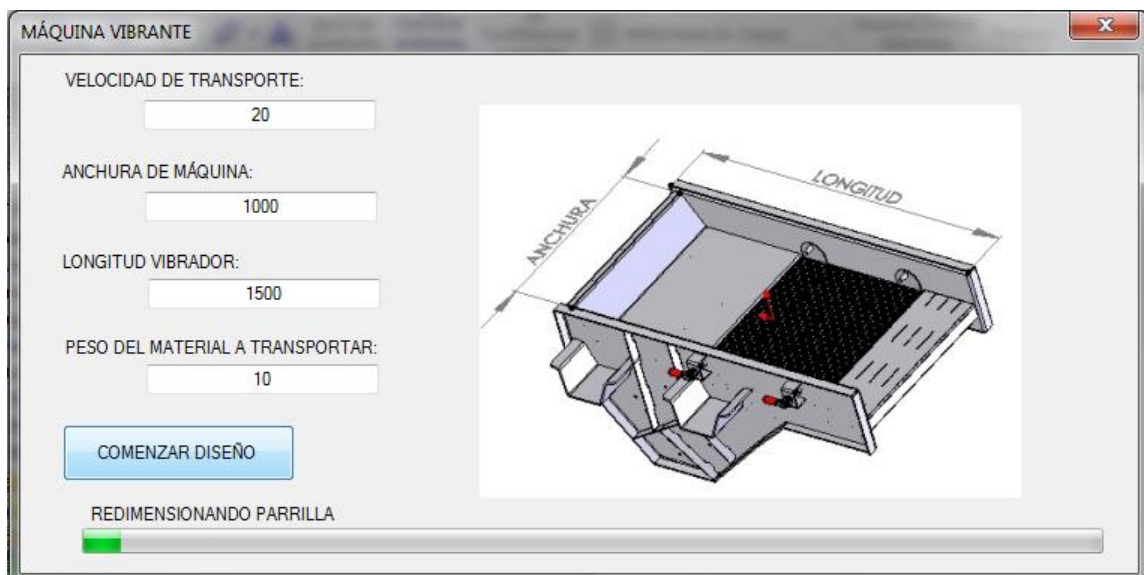
- Peso del material a transportar.
- Velocidad de transporte.
- Longitud de máquina.
- Anchura de máquina.

Con solamente estos valores de entrada el programa será capaz de rediseñar todos los elementos que conforman la máquina posibilitando su posterior fabricación y ensamblado y dotando de toda la información pertinente a los distintos departamentos de la empresa que interactúa en la realización de dicho producto.

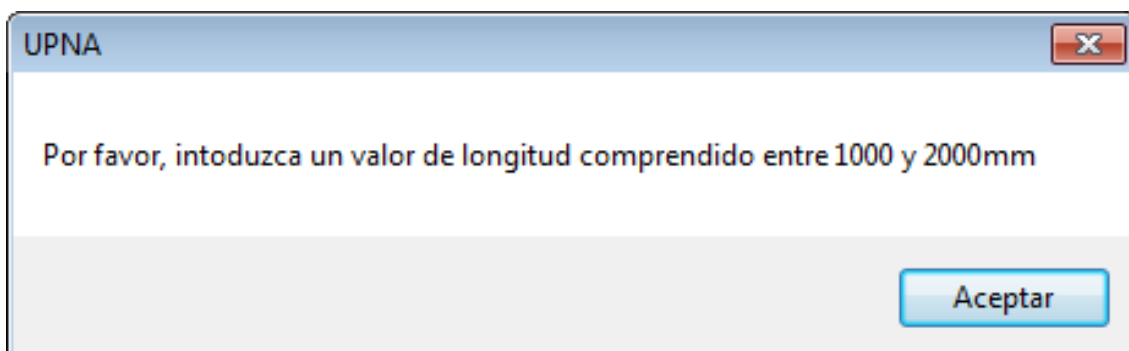
A continuación se muestra una imagen del menú principal de nuestro programa en dicho menú se observan diferentes recuadros en los que se posibilita la introducción de nuestras variables de entrada asimismo encontramos dos iconos que no sirven para iniciar el diseño de nuestra máquina y obtener el presupuesto de nuestra máquina una vez rediseñada.



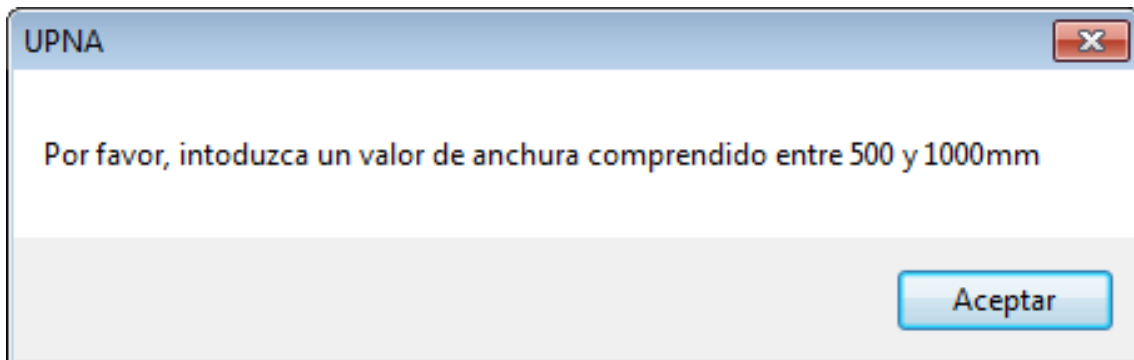
Del mismo modo que nuestra aplicación posee una serie de variables de entrada posee también una barra de estado que se activa durante la realización de nuestro diseño para indicarnos el nivel de desarrollo que llevamos del mismo.



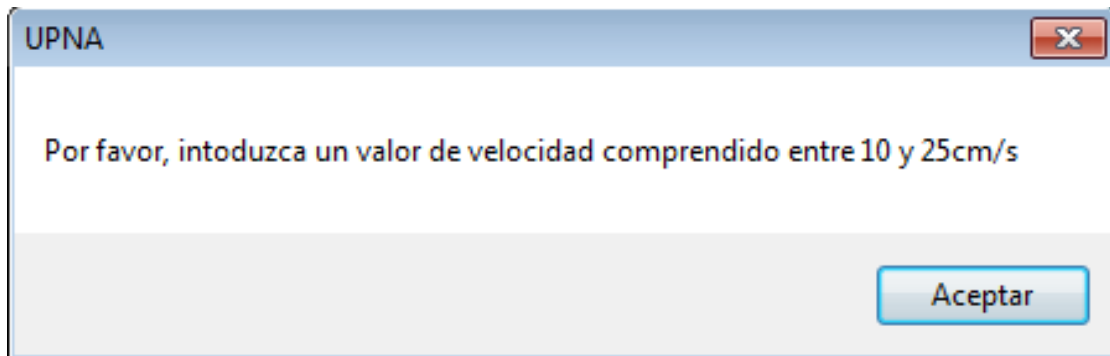
Como sabemos todo diseño paramétrico, posee ciertas limitaciones dimensiones en nuestra aplicación dichas limitaciones también existe. La longitud de nuestra máquina podrá variar, desde 1000 hasta 2000mm. Si introducimos un valor fuera de este rango, el programa nos avisará con el siguiente mensaje de error.



La anchura de nuestra máquina podrá variar entre 500 y 1000mm. Si nos salimos de este rango el programa nos avisará con la siguiente pantalla de:

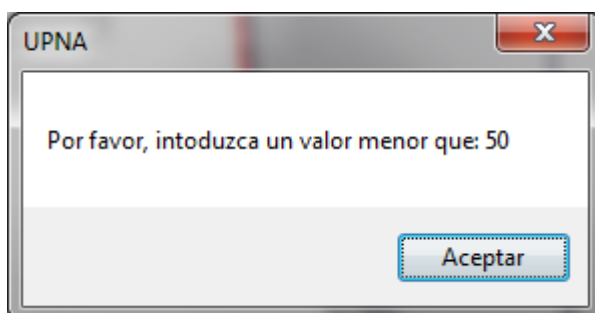


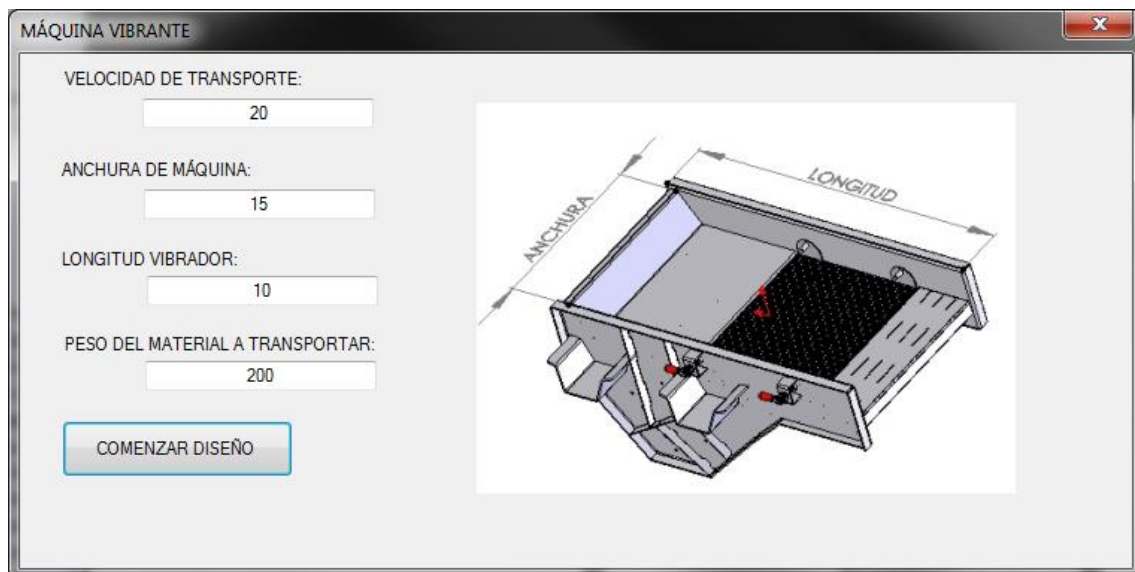
El diseño paramétrico de nuestra máquina, también tiene limitaciones en cuanto a la velocidad del transporte de los productos. Dicha velocidad podrá estar comprendida entre 10 y 20 cm/s, fuera de este rango el programa nos dará el siguiente mensaje:



Por último nuestro programa, podría dar un error a la hora de introducir el peso a transportar, el peso que es capaz de transportar una máquina estas características va en función de la capacidad de sus moto-vibradores y de las dimensiones de la misma. Por esta razón, esta casilla sólo se activará una vez que hayamos introducido en el resto de datos de entrada y su rango será variable en función de estos datos de entrada.

Si introducimos en el programa una anchura de 1000mm y una longitud de 2000mm, el programa no nos permitirá introducir un peso superior a 50Kg



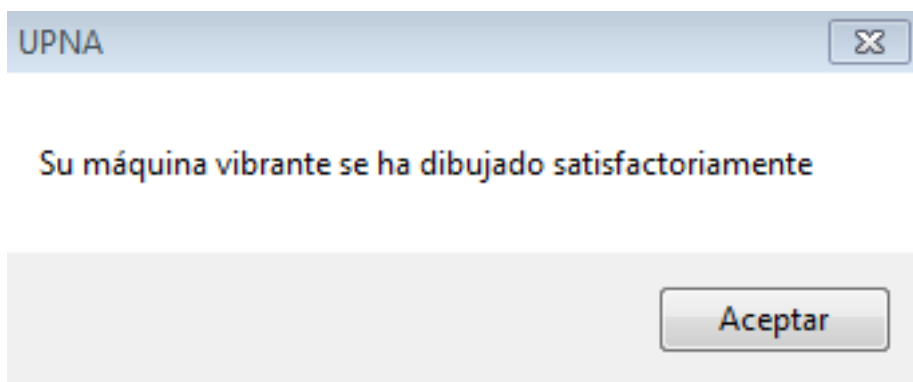


Este icono es el que se encarga de hacer el rediseño de nuestra máquina, una vez que hemos elegido las variables de entrada. Por tanto sólo se activará cuando los campos de entrada de nuestro programa se hayan rellenado correctamente.

Una vez que usamos este botón, el programa puede estar durante varios minutos procesando la información ya que a lo largo de este proceso, se encargará de hacer el rediseño de nuestra máquina, así como, de seleccionar los elementos comerciales pertinentes y reajustar todos los planos e informaciones necesarias.

Como se muestra a lo largo de este documento esta aplicación realizarse en los cálculos para asegurarse de que el diseño propuesto es correcto y cumple de manera rigurosa con las especificaciones ingenieriles. Pese a todo, para utilizar dicha aplicación no es necesario tener estos conocimientos.

Debido a su complejidad esta tarea puede tardar varios minutos, cuando el programa haya terminado nos aparecerá la siguiente mensaje.

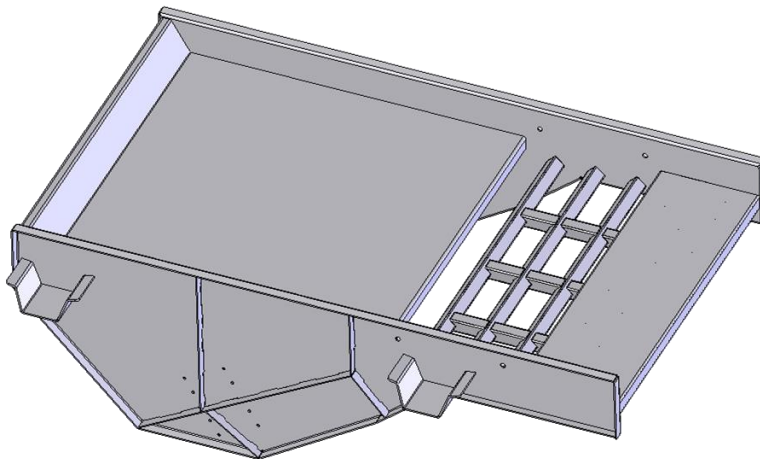


6.- DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

Conceptualmente una maquina vibrante se divide en las siguientes partes:

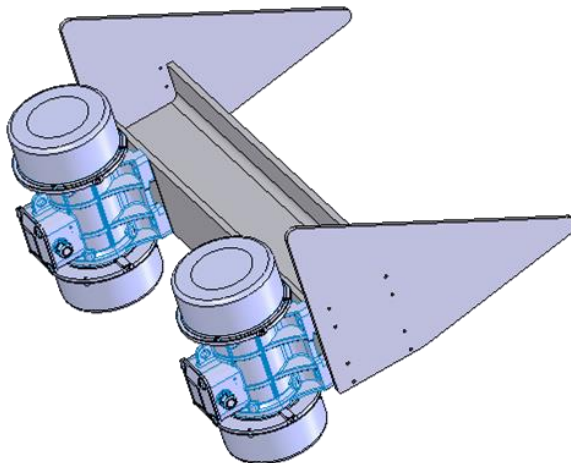
Bandeja:

Es la estructura principal de la máquina, ya que une el resto de las partes que la conforman, habitualmente tienen acoplado algún tipo de calibre o tamiz, que proporciona a la máquina una función extra a la de transporte.



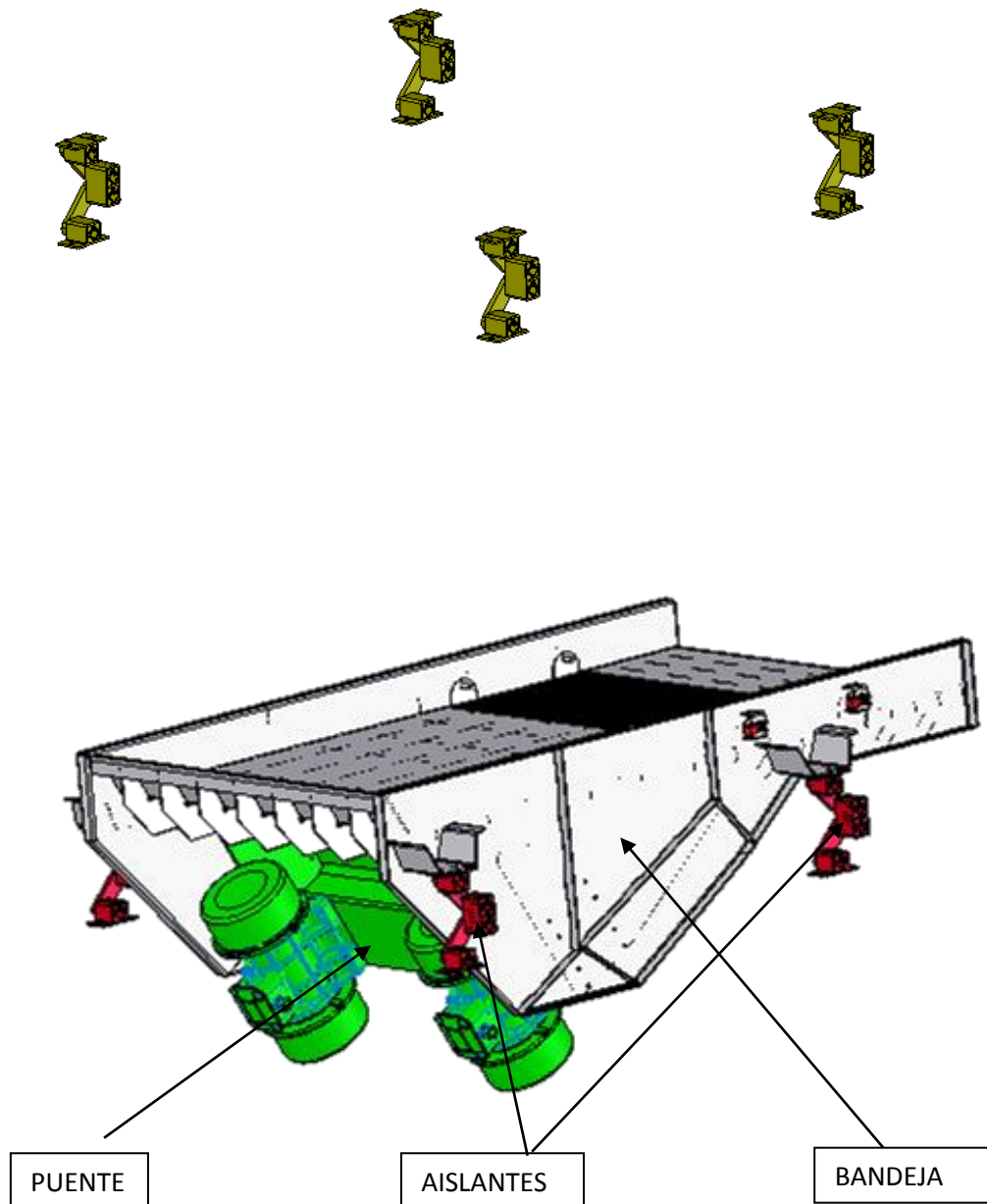
Puente:

Parte estructural en la que se ubican los moto-vibradores, es la fuente de excitación de la máquina y su acción debe dirigirse hacia el centro de gravedad de la misma.

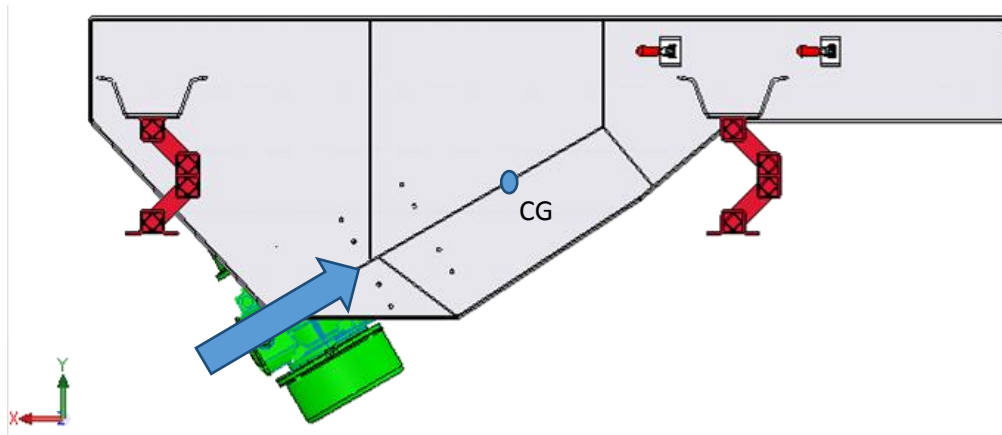


Elementos aislantes:

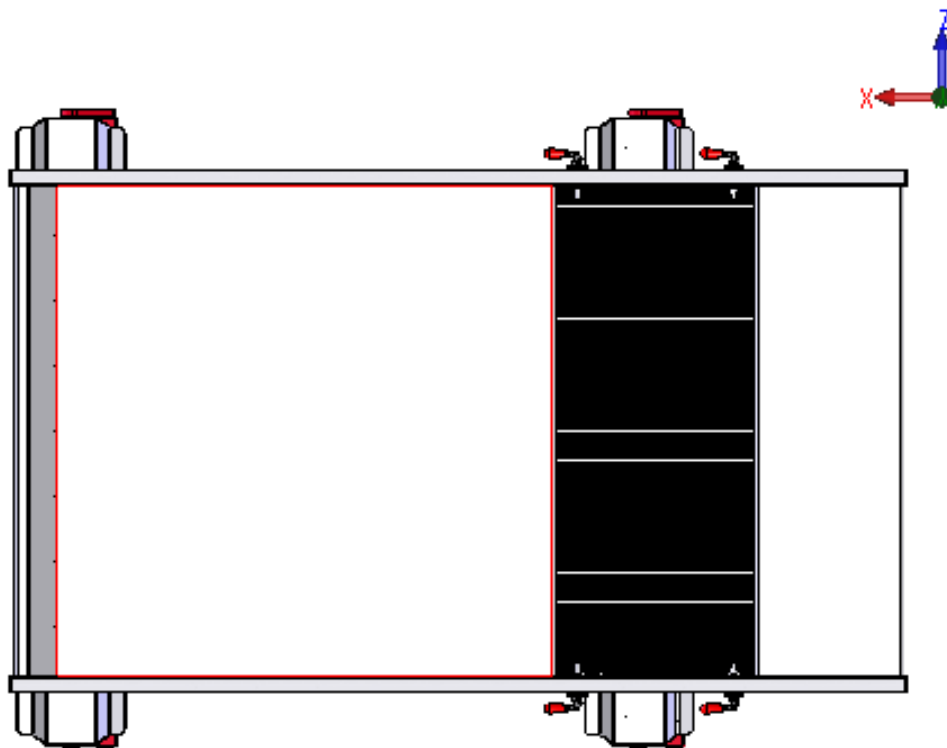
Aíslan las cargas dinámicas de la maquina a la vez que proporcionan las restricciones de sus grados de libertad necesarios, para que la excitación de los moto-vibradores pueda producir el movimiento de vaivén propio de este tipo de máquinas.



Los ejes cartesianos de referencia serán:



En estas máquinas la fuerza ejercida por la acción de los moto-vibradores, siempre estará dirigida hacia el centro de gravedad (CG), esta orientación debe ser calculada, mediante la utilización de macros tal y como se explicó anterior. Como se puede observar la fuerza ejercida por la actuación de los moto-vibradores siempre estará contenida en el plano X-Y.



Condiciones de contorno, generalidades:

La definición de las condiciones de contorno de este tipo de máquinas pasa por definir correctamente, tanto los moto-vibradores, como los aislantes, que serán los encargados de definir las condiciones de contorno del sistema.

Para la elección de los moto-vibradores confiaremos en el fabricante OLI, en cambio, para los aislantes confiaremos en el fabricante ROSTA.

El fabricante de OLI acostumbrada a mostrar las características de sus productos en tablas similares, a la que se muestra a continuación:

2 POLES

3000 - 3600 rpm

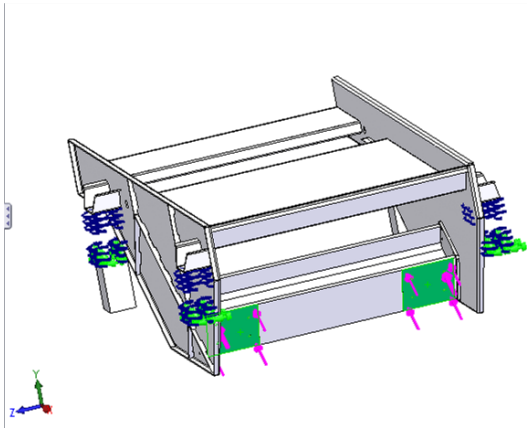
explosive atmospheres (Zone 22) - Directive 94/9/EC

- Compliance with Essential Health and Safety Requirements

EN 61241-10

TYPE	Mechanical Features						Electric Features									
	Working moment (*)		FC		Weight		Power		Current		Ia/In		Ⓔ	Ⓔ	Cable	
	Kgcm		Kg		Kg		Kw		A max (Y)				Class II Div.2	II D		
	50Hz	60Hz	50Hz	60Hz	50Hz	60Hz	50 Hz	60 Hz	50 Hz	60 Hz	50Hz	60Hz	Temp. Class	Temp. Class		
									400V	460V			(T)	(°C)		Glande
MVE 60/3	1.31	0.98	66	71	4.2		0.08	0.09	0.16	0.18	3.0	3.0	T4	100	M16	
MVE 100/3	1.96	1.31	98	95	4.6		0.1	0.11	0.19	0.18	3.0	3.0		100	M16	
MVE 200/3	4.09	2.87	206	207	7.0		0.18	0.21	0.35	0.35	3.3	3.30	T4	100	M20	
MVE 202/3	3.72	2.61	187	189	7.2		0.18	0.21	0.35	0.35	3.3	3.30	T4	100	M20	
MVE 300/3	6.39	4.46	321	323	9.8		0.27	0.28	0.52	0.45	3.60	3.50	T4	100	M20	
MVE 400/3	7.96	5.68	407	411	10.3		0.30	0.36	0.58	0.60	3.50	3.50		100	M20	
MVE 500/3	10.27	7.38	530	534	15.8		0.50	0.58	0.96	0.97	4.00	4.20	T4	100	M20	
MVE 700/3	14.90	10.57	758	765	16.5		0.66	0.75	1.25	1.24	4.30	5.00		100	M20	
MVE 800/3	15.68	11.06	794	800	20.6		0.75	0.90	1.45	1.50	3.80	3.80		100	M20	
MVE 1200/3	22.41	15.68	1127	1135	21.6		0.95	1.15	1.85	1.95	4.40	4.50	T4	100	M20	
MVE 1300/3	26.58	18.60	1355	1365	22.0		1.30	1.38	2.44	2.25	5.20	5.00		100	M20	
MVE 1301/3	26.58	18.60	1355	1365	34		1.30	1.38	2.44	2.25	5.20	5.00	T4	100	M20	
MVE 1310/3	22.34	22.34	1123	1616	34		1.30	1.38	2.44	2.25	5.20	5.00	T4	100	M20	
MVE 1600/3	31.26	22.22	1601	1608	51.6	51.2	1.57	1.60	2.94	2.61	5.90	6.20		135	M25	
MVE 2000/3	36.78	27.60	2027	1997	52.8	52.0	2.00	2.10	3.75	3.42	6.50	6.40	T4	135	M25	
MVE 2300/3	45.97	31.87	2302	2306	53.6	51.6	2.40	2.45	4.44	3.94	6.00	6.30		135	M25	
MVE 3200/3	68.10	43.89	3252	3176	103.0	101.4	2.90	2.90	5.30	4.61	8.30	8.20		135	M32	
MVE 4000/3	79.40	55.99	4033	4052	107.0	103.8	2.90	2.90	5.30	4.61	8.5	9.7	T4	135	M32	
MVE 5000/3	103.24	69.76	5009	5048	111.2	105.8	4.00	4.00	7.22	6.28	8.50	9.80		135	M32	

En la siguiente imagen se especifica las zonas en las que se colocan los moto-vibradores. Dichas zonas son las pintadas de color verde.

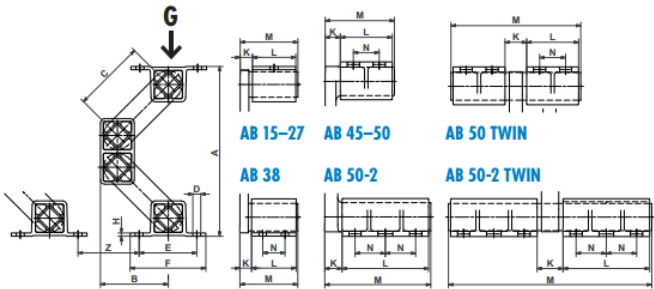


Es muy importante señalar que la acción del moto-vibrador se desarrollará en el plano XY por lo que no será considerada relevantes aquellas frecuencias naturales cuya participación de masa tenga principalmente relevancia en La componente ortogonal, ha dicho plano.

Así mismo, el sistema se encuentra sustentado por 4 soportes elásticos. Cuyas características se indican en la tabla siguiente:

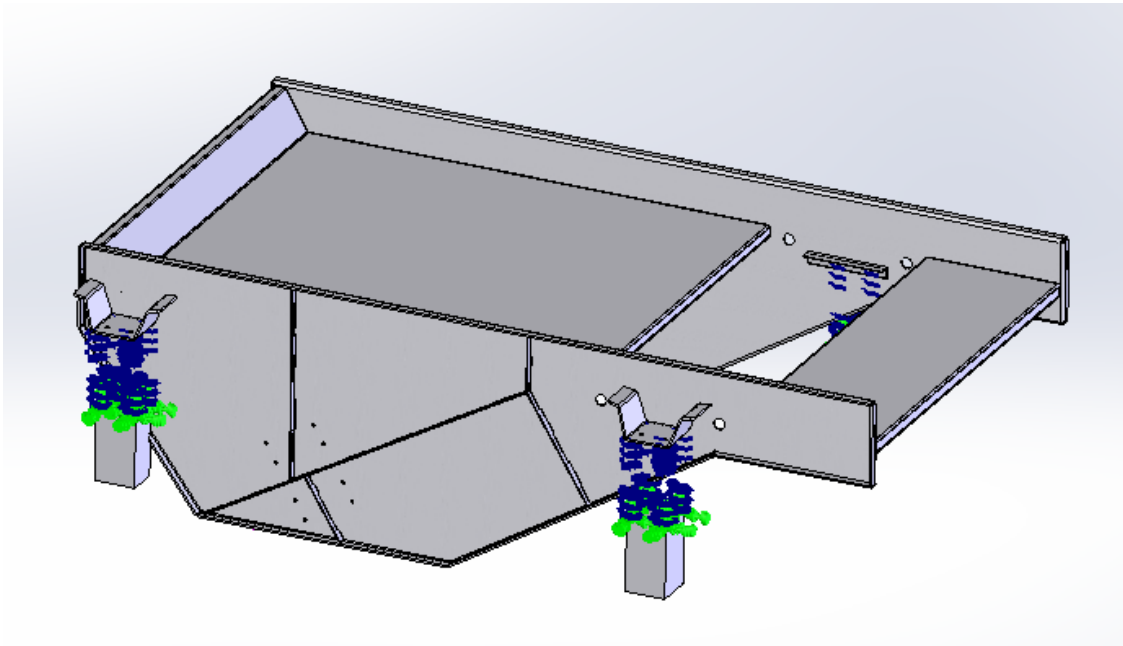
Suspensiones Oscilantes

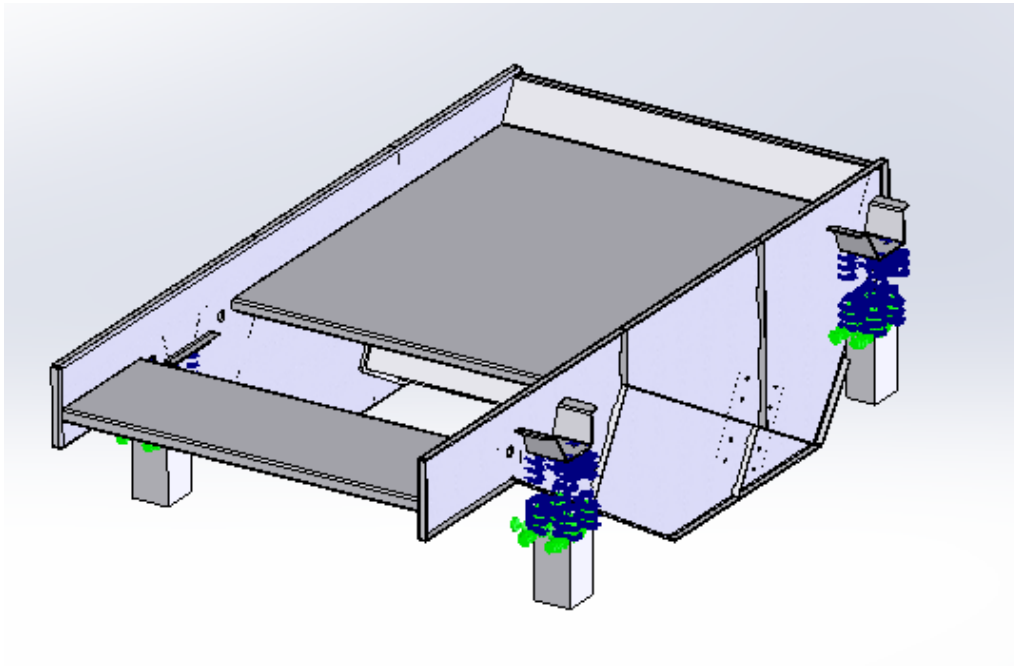
Tipo AB



Art. N°	Tipo	Carga G _{min.} - G _{máx.} [N]	A en vacío	A* máx. carga	B en vacío	B* máx. carga	C	D	E	F	H	K	L	M	N	Peso [kg]
07 051 056	AB 15	50 - 160	169	115	71	89	80	ø7	50	65	9	10	40	52	-	0.51
07 051 057	AB 18	120 - 300	208	154	88	107	100	ø9	60	80	3.5	14	50	67	-	1.15
07 051 058	AB 27	250 - 800	235	170	94	116	100	ø11	80	105	4.5	17	60	80	-	2.20
07 051 059	AB 38	600 - 1'600	305	225	120	147	125	ø13	100	125	6	21	80	104	40	5.10
07 051 054	AB 45	1'200 - 3'000	353	257	141	172	140	13x20	115	145	8	28	100	132	65	11.5
07 051 061	AB 50	2'500 - 6'000	380	277	150	184	150	17x27	130	170	12	35	120	160	60	20.8
07 051 055	AB 50-2	4'200 - 10'000	380	277	150	184	150	17x27	130	170	12	40	200	245	70	32.2
07 051 008	AB 50 TWIN	5'000 - 12'000	380	277	150	184	150	17x27	130	170	12	50	120	300	60	35.0
07 051 009	AB 50-2 TWIN	8'400 - 20'000	380	277	150	184	150	17x27	130	170	12	60	200	470	70	54.0

En las siguientes imágenes se indica con espirales las zonas en las que se colocan los elementos aislantes.





Propiedades del material:

En este caso nos hemos querido centrar en los sectores, farmacéuticos y alimentarios. Por esta razón he elegido para la elaboración del chasis de nuestra máquina, el acero inoxidable.

TIPO DE MATERIAL:	AISI-304
Tipo de modelo:	Isotrópicoelástico lineal
Límiteelástico:	2.06807e+008 N/m²
Límite de tracción:	5.17017e+008 N/m²
Móduloelástico:	1.9e+011 N/m²
Coefficiente de Poisson:	0.29
Densidad:	8000 kg/m³
Módulocortante:	7.5e+010 N/m²
Coefficiente de dilatación térmica:	1.8e-005 /Kelvin

Las condiciones de contorno explicadas en esta apartado, serán un denominador común en todas las máquinas, que la aplicación es capaz de generar.

7. -CÁLCULO MODAL

7.1- SISTEMA LIBRE-LIBRE

7.1.1-SISTEMA ORIGINAL.

Es obvio, que mientras mayores sean las dimensiones de nuestro diseño más potente deberá ser el moto-vibrador, que lo accione. Por esta razón, sabemos que cuanto mayor es la estructura de una máquina vibrante mayor es su requerimiento estructura.

Cuando realizamos un cálculo este tipo, no tenemos en cuenta las condiciones de contorno generalizadas. En este caso, se anulan las condiciones de contorno. Por lo tanto, podríamos decir que lo que analizamos son las propiedades intrínsecas de la estructura. En consecuencia, los valores aquí obtenidos sólo son de carácter orientativo. Aunque como veremos tendrán siempre similitudes con los demás cálculos.

Listado de frecuencias naturales:

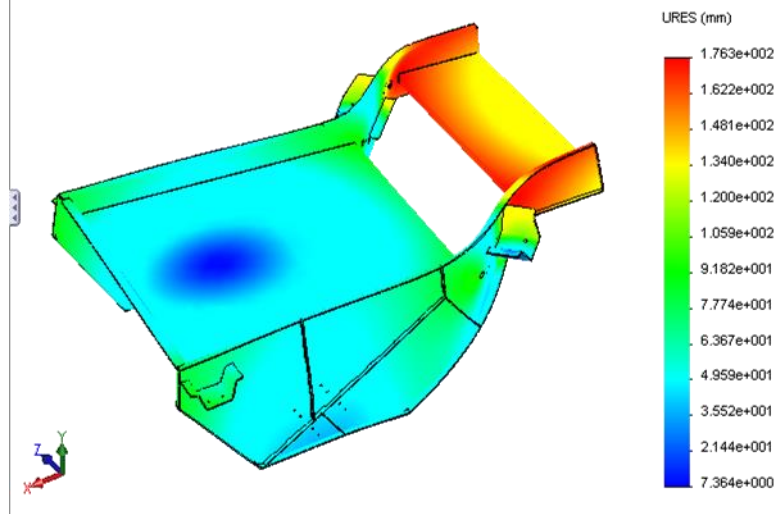
Para este análisis haremos que el programa calcule 15 frecuencias naturales pero despreciaremos aquellas que estén cercanas a los 0Hz con lo que nos quedarán sólo 9 frecuencias. En este caso consideraremos que es un mallado de sólido.

Nº de modo	Frecuencia(Rad/s)	Frecuencia(Hertz)	Período(s)
7	128.23	20.408	0.049
8	248.69	39.579	0.025266
9	387.78	61.717	0.016203
10	414.33	65.942	0.015165
11	503.64	80.157	0.012476
12	555.97	88.486	0.011301
13	566.17	90.109	0.011098
14	735.57	117.07	0.0085419
15	857.91	136.54	0.0073239

Nos fijaremos en la existencia de los modos 8 y 9, para realizarlos con posterioridad. El interés que me despiertan, subyace en que son los modos más cercanos en frecuencia, a la frecuencia a la que trabajará nuestro sistema.

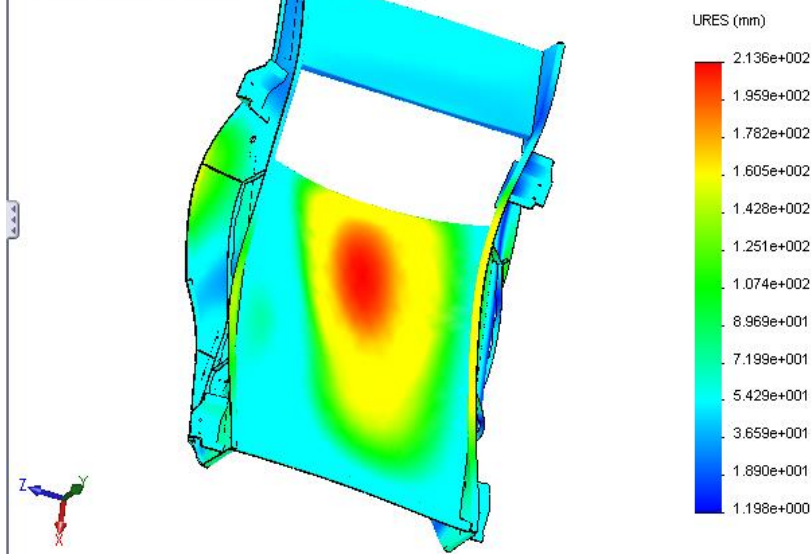
- Modo 8

Nombre de modelo: VFB_TFM_F
 Nombre de estudio: Estudio 1
 Tipo de resultado: Frecuencia Desplazamientos8
 Forma modal: 8 Valor = 39.579 Hz
 Escala de deformación: 1.20756



- Modo 9

Nombre de modelo: VFB_TFM_F
 Nombre de estudio: Estudio 1
 Tipo de resultado: Frecuencia Desplazamientos9
 Forma modal: 9 Valor = 61.717 Hz
 Escala de deformación: 0.993367



7.1.2-SISTEMA OPTIMIZADO.

Como se puede observar he introducido diversos cambios en la estructura, estos cambios han afectado no sólo a la masa de nuestra estructura si no a su rigidez.

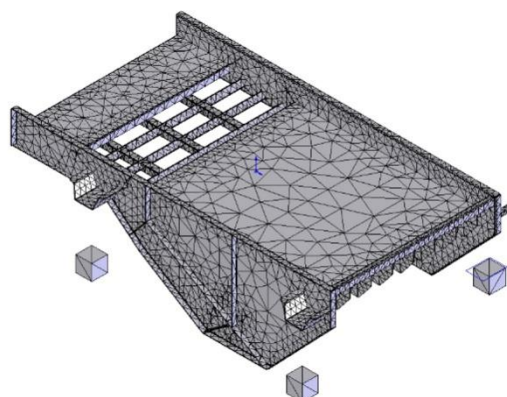
Para hacer este cálculo aislaremos la estructura que soportará las cargas, con lo cual el mallado será única y exclusivamente de esta parte de la máquina tal y como se puede ver a continuación.

Información de malla

Tipo de malla	Mallasólida
Malladorutilizado:	Mallabasadaencurvatura
Puntosjacobianos	4 Puntos
Tamañomáximo de elemento	149.531 mm
Tamañomínimo del elemento	29.9063 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

Información de malla - Detalles

Número total de nodos	133479
Número total de elementos	68493
Cocientemáximo de aspecto	285.51
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	3.07
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	64.8
% de elementodistorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:59
Nombre de computadora:	GARCO-PC



Se ha realizado un mallado que concentra una mayor densidad de nodos en las zonas curvas de la estructura, esto se debe a que esta máquina se construye a través de chapas curvadas principalmente. Dichas chapas sufren deformaciones plásticas en las zonas plegadas durante su proceso de fabricación, por lo que estas zonas son de especial interés.

Listado de frecuencias naturales:

La estructura que se va a analizar tiene condiciones de contorno libre-libre, por lo que tiene permitidos tanto los desplazamientos como los giros en cada uno de los ejes cartesianos, o lo que es lo mismo, tiene permitidos 6 grados de libertad. Por esta razón no se han tenido en cuenta los 6 primeros modos, con unas frecuencias muy próximas a 0Hz. A continuación se muestran los modos estructurales restantes.

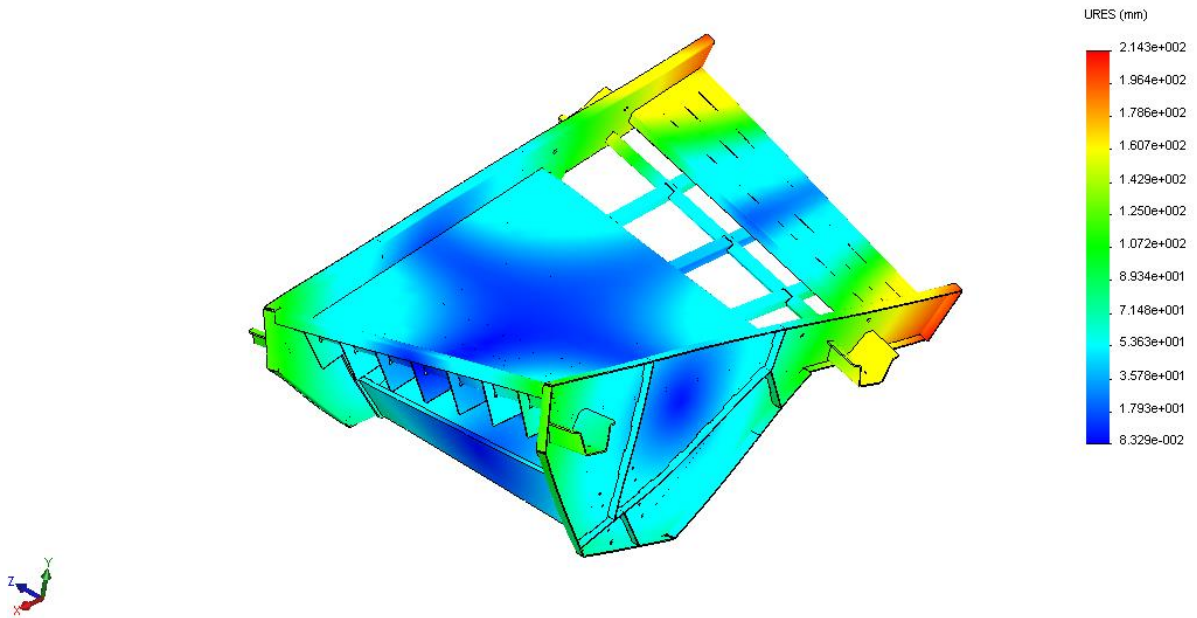
Nº de modo	Frecuencia(Rad/s)	Frecuencia(Hz)	Período(s)
7	184.3	29.332	0.034092
8	558.04	88.815	0.011259
9	584.34	93	0.010753
10	776.04	123.51	0.0080965
11	798.44	127.08	0.0078693
12	905.24	144.07	0.0069409
13	982.14	156.31	0.0063974
14	1081.5	172.13	0.0058096
15	1100.6	175.17	0.0057088

Como se puede apreciar en la tabla se ha remarcado en color verde, el modo más próximo a los de las frecuencias de trabajo de la máquina, en condiciones normales de trabajo. Para tenerlo presente por si hubiese alguna similitud con el modo más próximo a esa frecuencia cuando analicemos con condiciones de contorno propias del funcionamiento de la máquina.

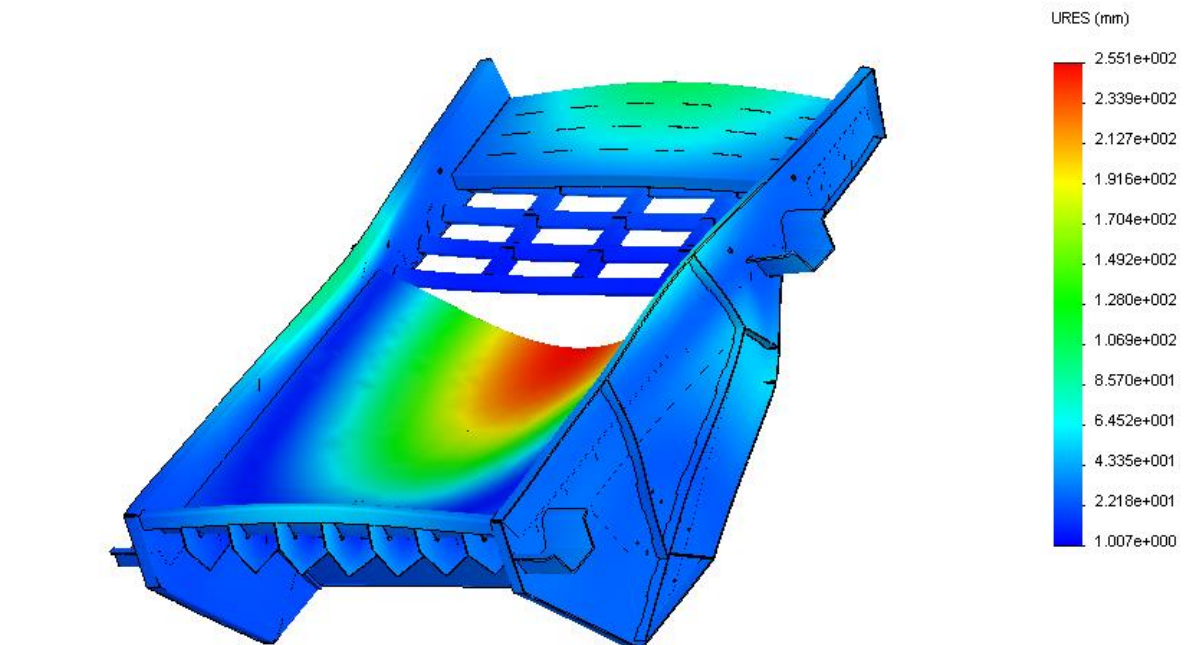
A continuación se muestran las deformadas modales de los modos 7 y 8.

- Modo 7

Nombre de modelo: VFB_TFM_C_2000x1000
 Nombre de estudio: Estudio 3
 Tipo de resultado: Frecuencia Desplazamientos1
 Forma modal: 7 Valor = 29.332 Hz
 Escala de deformación: 0.97041



- Modo 8



7.2-SISTEMA BIAPOYADO

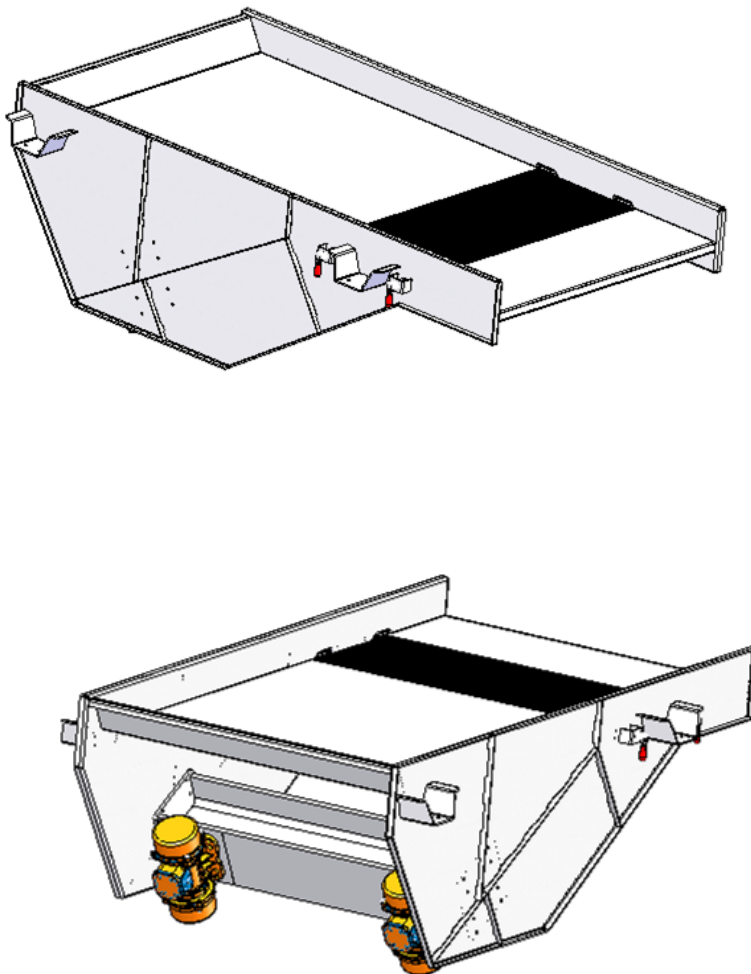
7.2.1-SISTEMA ORIGINAL

A continuación haremos una serie de cálculos para validar nuestro diseño, puesto que mientras más grande sea más rígido y resistente debe ser también, empezaremos a calcular con la máquina vibrante más grande que puede diseñar nuestra aplicación que es de 2000 x 1000. Posteriormente calcularemos en otros valores dimensionales que se han considerado relevantes.

Como la velocidad de transporte es proporcional a la fuerza que debe realizar el motor los cálculos se harán para la velocidad de transporte máxima que permite la aplicación, que es de 20cm/s, de esta manera las condiciones de contorno en el ensayo virtual serán las más desfavorables.

Dentro de las posibilidades que ofrece el catalogo, sabemos que la macro elijara el moto-vibrador más eficiente que en este caso gira a 3000rpm. Ya que, la relación que se establece entre su peso y el par de trabajo que desarrolla, es la que menor consumo presenta.

Antes de empezar a realizar cálculos nuestro diseño presenta la siguiente forma:



Condiciones de contorno:

Masa del sistema:

La masa de nuestra maquina incluyendo el peso de los moto-vibradores será de 382Kg

Elementos comerciales:

Se ha seleccionado un moto-vibrador con referencia **MVE-3200/3**, las características del mismo se indican en la siguiente tabla, suministrada por el fabricante de los mismos:

2 POLES

3000 - 3600 rpm

explosive atmospheres (Zone ZZ) - Directive 94/9/EC

- Compliance with Essential Health and Safety Requirements

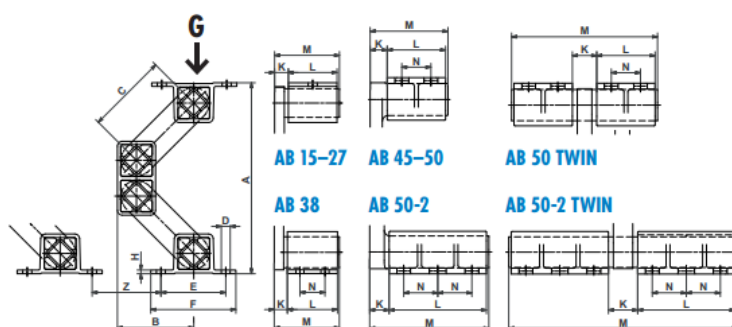
EN 61241-10

TYPE	Mechanical Features						Electric Features								
	Working moment (°)		FC		Weight		Power		Current		Ia/In		ⒺII	ⒺX	Cable
	Kgc.m		Kg		Kg		Kw		A max (Y)				Class II Div.2	II3 D	
	50Hz	60Hz	50Hz	60Hz	50Hz	60Hz	50 Hz	60 Hz	50 Hz	60 Hz	50Hz	60Hz	Temp. Class	Temp. Class	
									400V	460V			(T)	(°C)	
MVE 60/3	1.31	0.98	66	71	4.2		0.08	0.09	0.16	0.18	3.0	3.0	T4	100	M16
MVE 100/3	1.96	1.31	98	95	4.6		0.1	0.11	0.19	0.18	3.0	3.0		100	M16
MVE 200/3	4.09	2.87	206	207	7.0		0.18	0.21	0.35	0.35	3.3	3.30	T4	100	M20
MVE 202/3	3.72	2.61	187	189	7.2		0.18	0.21	0.35	0.35	3.3	3.30	T4	100	M20
MVE 300/3	6.39	4.46	321	323	9.8		0.27	0.28	0.52	0.45	3.60	3.50	T4	100	M20
MVE 400/3	7.96	5.68	407	411	10.3		0.30	0.36	0.58	0.60	3.50	3.50		100	M20
MVE 500/3	10.27	7.38	530	534	15.8		0.50	0.58	0.96	0.97	4.00	4.20	T4	100	M20
MVE 700/3	14.90	10.57	758	765	16.5		0.66	0.75	1.25	1.24	4.30	5.00		100	M20
MVE 800/3	15.68	11.06	794	800	20.6		0.75	0.90	1.45	1.50	3.80	3.80	T4	100	M20
MVE 1200/3	22.41	15.68	1127	1135	21.6		0.95	1.15	1.85	1.95	4.40	4.50		100	M20
MVE 1300/3	26.58	18.60	1355	1365	22.0		1.30	1.38	2.44	2.25	5.20	5.00	T4	100	M20
MVE 1301/3	26.58	18.60	1355	1365	34		1.30	1.38	2.44	2.25	5.20	5.00		100	M20
MVE 1310/3	22.34	22.34	1123	1616	34		1.30	1.38	2.44	2.25	5.20	5.00	T4	100	M20
MVE 1600/3	31.26	22.22	1601	1608	51.6	51.2	1.57	1.60	2.94	2.61	5.90	6.20	T4	135	M25
MVE 2000/3	36.78	27.60	2027	1997	52.8	52.0	2.00	2.10	3.75	3.42	6.50	6.40		135	M25
MVE 2300/3	45.97	31.87	2302	2306	53.6	51.6	2.40	2.45	4.44	3.94	6.00	6.30		135	M25
MVE 3200/3	68.10	43.89	3252	3176	103.0	101.4	2.90	2.90	5.30	4.61	8.30	8.20		135	M32
MVE 4000/3	79.40	55.99	4033	4052	107.0	103.8	2.90	2.90	5.30	4.61	8.5	9.7	T4	135	M32
MVE 5000/3	103.24	69.76	5009	5048	111.2	105.8	4.00	4.00	7.22	6.28	8.50	9.80		135	M32

Así mismo, el sistema se encuentra sustentado por 4 soportes elásticos. Existen una serie de macros que realizarán los cálculos oportunos para dilucidar qué suspensión es la más apropiada, las características de esta suspensión se indican en la tabla de la página siguiente:

Suspensiones Oscilantes

Tipo AB



Art. N°	Tipo	Carga G _{mín.} – G _{máx.} [N]	A en vacío	A* máx. carga	B en vacío	B* máx. carga	C	D	E	F	H	K	L	M	N	Peso [kg]
07 051 056	AB 15	50 – 160	169	115	71	89	80	ø7	50	65	9	10	40	52	–	0.51
07 051 057	AB 18	120 – 300	208	154	88	107	100	ø9	60	80	3.5	14	50	67	–	1.15
07 051 058	AB 27	250 – 800	235	170	94	116	100	ø11	80	105	4.5	17	60	80	–	2.20
07 051 059	AB 38	600 – 1'600	305	225	120	147	125	ø13	100	125	6	21	80	104	40	5.10
07 051 054	AB 45	1'200 – 3'000	353	257	141	172	140	13x20	115	145	8	28	100	132	65	11.5
07 051 061	AB 50	2'500 – 6'000	380	277	150	184	150	17x27	130	170	12	35	120	160	60	20.8
07 051 055	AB 50-2	4'200 – 10'000	380	277	150	184	150	17x27	130	170	12	40	200	245	70	32.2
07 051 008	AB 50 TWIN	5'000 – 12'000	380	277	150	184	150	17x27	130	170	12	50	120	300	60	35.0
07 051 009	AB 50-2 TWIN	8'400 – 20'000	380	277	150	184	150	17x27	130	170	12	60	200	470	70	54.0

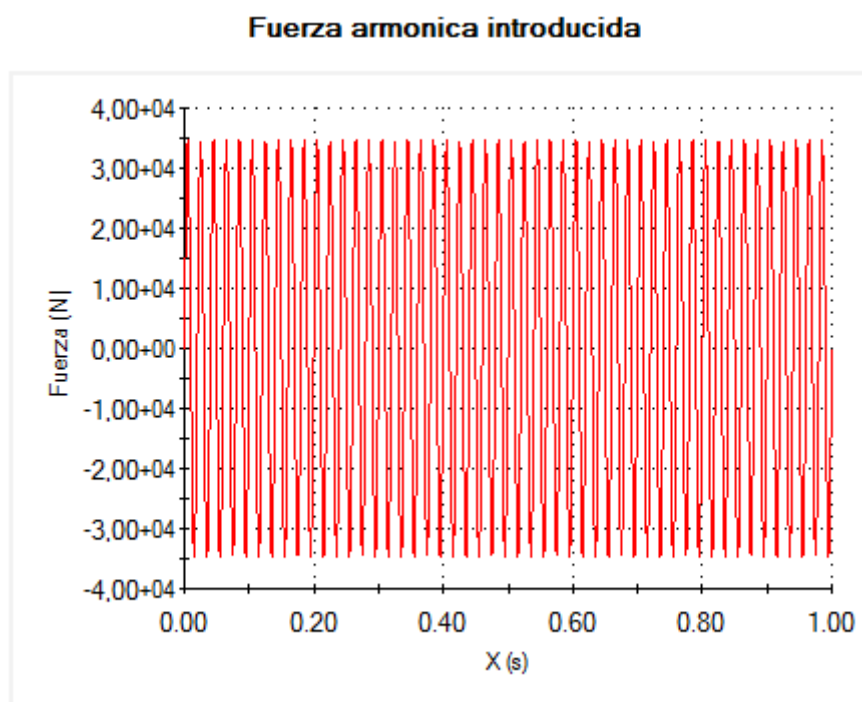
Listado de frecuencias naturales:

Nº de modo	Frecuencia(Rad/s)	Frecuencia(Hertz)	Período(S)
1	146.77	23.359	0.042811
2	204.98	32.624	0.030653
3	227.71	36.241	0.027593
4	277.81	44.215	0.022617
5	296.27	47.153	0.021207
6	328.74	52.32	0.019113
7	331.24	52.718	0.018969
8	396.92	63.172	0.01583
9	431.71	68.709	0.014554
10	451.11	71.796	0.013928
11	535.25	85.188	0.011739
12	580.14	92.333	0.01083
13	610.69	97.194	0.010289
14	734.4	116.88	0.0085556
15	923.73	147.02	0.006802

En este caso, aparecen 3 frecuencias naturales muy cercanas a los 50 Hz, el problema es que los motor-vibradores que elije nuestro programa gira a 3000 rpm, que es lo mismo que decir a una frecuencia de 50Hz.

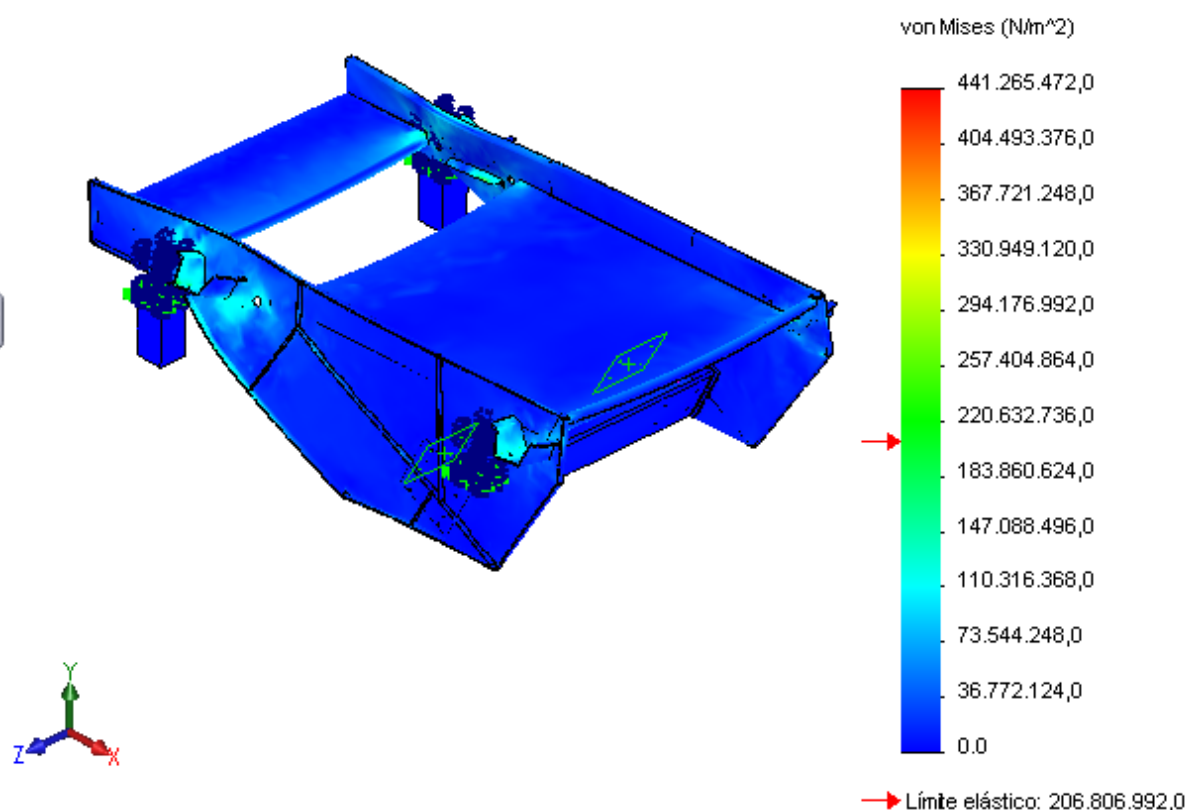
Pudiera darse el caso de que estas frecuencias naturales, fuesen ortogonales a la acción de los moto-vibradores, en cuyo caso no sería tan preocupante. Pero antes de indagar más en estas cuestiones, considero más correcto someter a la máquina a una simulación FEM, para ver si la estructura de la máquina sería capaz de soportar las tensiones a las que le sometería los moto-vibradores, en condiciones normales de trabajo.

La fuerza que desarrollan los moto-vibradores y que por tanto introduciremos en nuestra simulación se detalla en la siguiente grafica:



Tras hacer la simulación obtenemos el siguiente diagrama de tensiones, en el que se aprecia que las tensiones a las sometemos nuestro sistema, superan ampliamente el límite elástico o lo que es lo mismo, la estructura no sería capaz de soportar las tensiones a las que le someterían los moto-vibradores.

Nombre de modelo: VFB_TFM_F
 Nombre de estudio: Estudio 2
 Tipo de resultado: Dinámica lineal Tensión nodal Tensiones1
 Intervalo: 100 tiempo: 1 Segundos
 Escala de deformación: 22.6542



Los valores arrojados por la simulación FEM son suficientemente malos como para poder asegurar que la máquina no estaría bien diseñada, por esta razón, no se perderá más tiempo mostrando los posibles resultados de este diseño.

Llegados a este punto podemos tomar dos decisiones:

- La primera de ellas consiste simplemente en cambiar el tipo de moto vibrador y elegir uno que gire a una frecuencia distinta. Esta opción sin duda es la más sencilla, pero significa que no estamos eligiendo el moto-vibrador de menor consumo, con lo cual nuestra máquina no sería del todo eficiente. Además lo más lógico es pensar que si elegimos un moto-vibrador que tenga distinta frecuencia pero garantizando que el producto avance a 20 cm/s, las solicitaciones a las que someteríamos a la estructura volverían a sobrepasar ampliamente el límite elástico.
- La otra opción consiste en añadir elementos que doten de más rigidez, para que la estructura no supere el límite elástico en condiciones normales de trabajo.

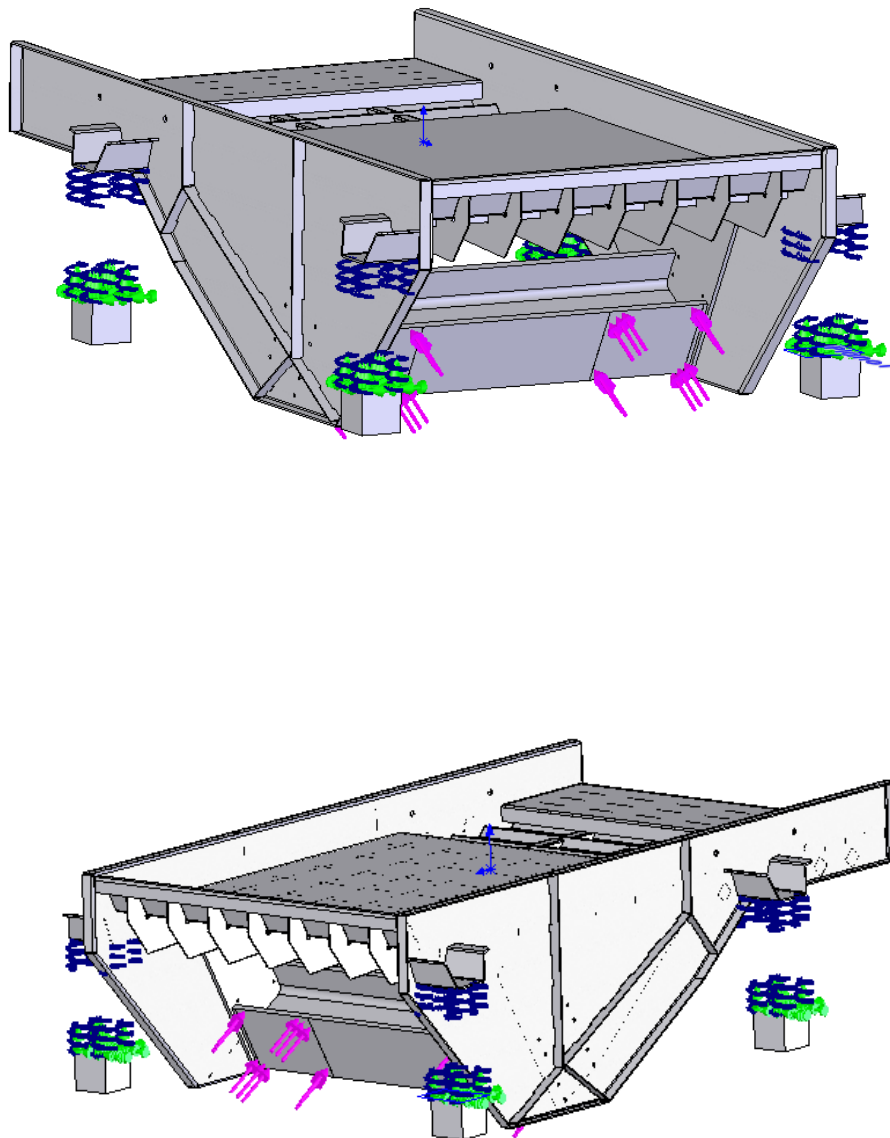
Si analizamos los desplazamientos de los modos 8 y 9, representados con anterioridad, veremos que las zonas marcadas en rojo son las que presentan mayores desplazamientos y en consecuencia son las zonas que debemos reforzar.

Con este fin, se ha añadido más material, en la parte que más desplazamientos sufría debido a la acción de esta frecuencia natural. En realidad, se han hecho múltiples pruebas de diseño, hasta conseguir que los datos arrojados sean satisfactorios, pero nos centraremos únicamente en la solución final.

7.2.2-SISTEMA OPTIMIZADO.

Condiciones de contorno:

Como se puede observar he introducido diversos cambios en la estructura, estos cambios han afectado no sólo a la masa de nuestra estructura si no a su rigidez.



Como la masa de nuestra estructura ha cambiado, pero seguimos manteniendo la misma velocidad de transporte el moto-vibrador que nuestra macro elige como el más eficiente ha cambiado.

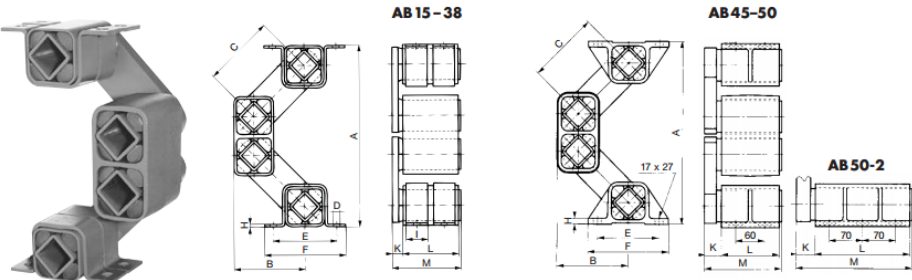
En este caso cogeremos el chasis de la máquina, lo trataremos como sólido para hacer el mallado y haremos la simulación como si estuviese suspendido sobre 4 apoyos elásticos. Dichos apoyos elásticos tienen unas determinadas características de rigidez tangencial y normal. El apoyo elegido es el AB27 que posee una rigidez vertical de 40N/mm y otra tangencial de 25N/mm.

ROSTA



Suspensión Oscilante

Tipo AB



Art. n°	Tipo	G en N	A sin carga	A máx. carga	B sin carga	B máx. carga	C	ØD	E	F	H	I	K	L	M	Peso en kg
07051 001	AB 15	- 160	165	120	70	89	80	7	50	65	2	25	10	40	52	0.67
07051 002	AB 18	120 - 300	203	150	87	107	100	9	60	80	2.5	30	14	50	67	1.35
07051 003	AB 27	250 - 800	230	170	94	114	100	11	80	105	3	35	17	60	80	2.65
07051 004	AB 38	600 - 1600	295	225	120	144	125	13	100	125	4	40	21	80	104	6.20
07051 054	AB 45	1200 - 3000	353	273	141	170	140	13	115	145	8	-	28	100	132	11.50
07051 006	AB 50	2500 - 6000	380	280	150	180	150	-	130	170	12	-	35	120	160	19.12
07051 050	AB 50-2	4200 - 10000	380	280	150	180	150	-	130	170	12	-	40	200	245	30.00

Así mismo, utilizamos para excitar la máquina un moto-vibrador con referencia **MVE-3100/075** que es capaz de desarrollar una fuerza de trabajo de 2137 Kg trabajando a 12.5Hz. Como veremos en el siguiente apartado, la macro seleccionada como moto vibradora óptimo, él de la referencia: **MVE-2400/15**. Más adelante veremos por qué razón nos hemos decantado por este otro modelo.





MVE - Standard Range

► 8 POLES

750 - 900 rpm

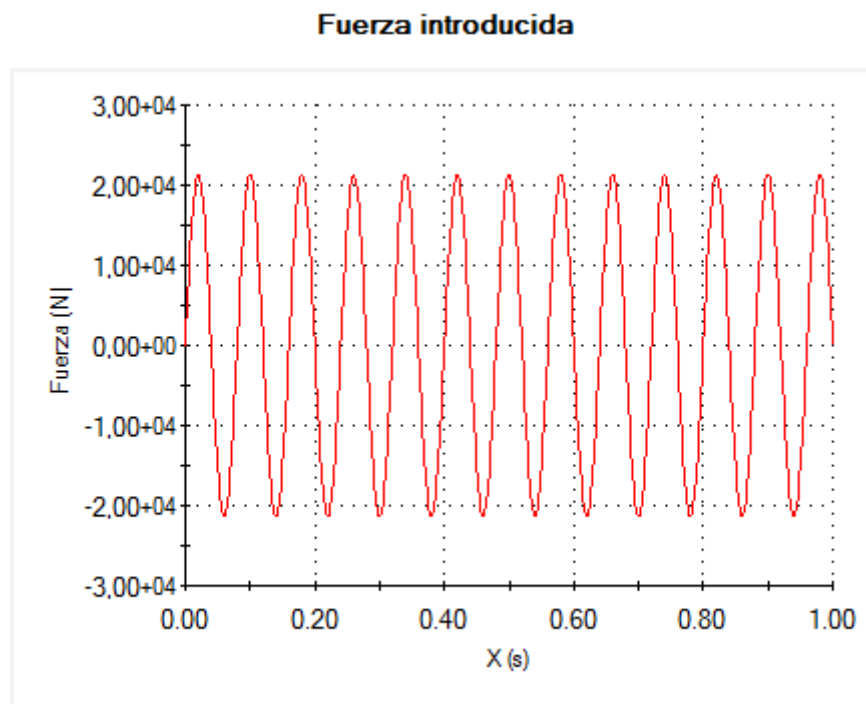


- II3 D Ex tD A22 Tx IP66
- TUV NORD Statement Conformity Number TUV 05 ATEX 2768X
- Equipment and protective system intended for use in potentially explosive atmospheres (Zone 22) - Directive 94/9/EC
- Compliance with Essential Health and Safety Requirements
- EN 61241-10

TYPE	Mechanical Features					Electric Features								
	Working moment (*)		FC		Weight	Power		Current		Ia/In				Cable Glande
	Kgcm	60Hz	50Hz	60Hz	50Hz - 60Hz	Kw	50 Hz	60 Hz	A max (Y)		Temp. Class (T)	Temp. Class (°C)		
									400V	460V				
													50 Hz	
MVE 150/075	33.39		105	151	21.4	0.23	0.25	1.14	1.14	1.50	1.50	T4	100	M20
MVE 250/075	56.93		179	257	29.5	0.35	0.38	1.15	1.15	1.70	1.70	T4	100	M20
MVE 400/075	84.02		264	380	35.0	0.35	0.38	1.15	1.15	1.90	1.90		100	M20
MVE 650/075	137.31		431	621	64.7	0.50	0.60	1.20	1.20	2.20	2.20		135	M25
MVE 900/075	187.72		589	849	71.0	0.65	0.78	1.23	1.29	2.50	2.50	T4	135	M25
MVE 1300/075	299.60		941	1355	99.8	1.00	1.10	1.86	1.83	3.00	3.00		135	M25
MVE 2100/075	467.41		1468	2114	150.4	1.50	1.80	2.81	2.89	4.20	4.10		T4	135
MVE 3100/075	680.34		2137	3077	212.2	2.00	2.30	3.79	3.77	4.00	4.00	T4	135	M32
MVE 3800/075	838.43		2633	3792	230.2	2.50	3.00	6.00	6.00	3.90	4.00		135	M32

Introduciremos por tanto en nuestra simulación, tanto los valores de rigidez de nuestras suspensiones, como la fuerza que ejerce nuestro moto-vibrador sobre la estructura de nuestra máquina vibrante.

Valor de la fuerza introducida a lo largo del tiempo por el moto-vibrador:

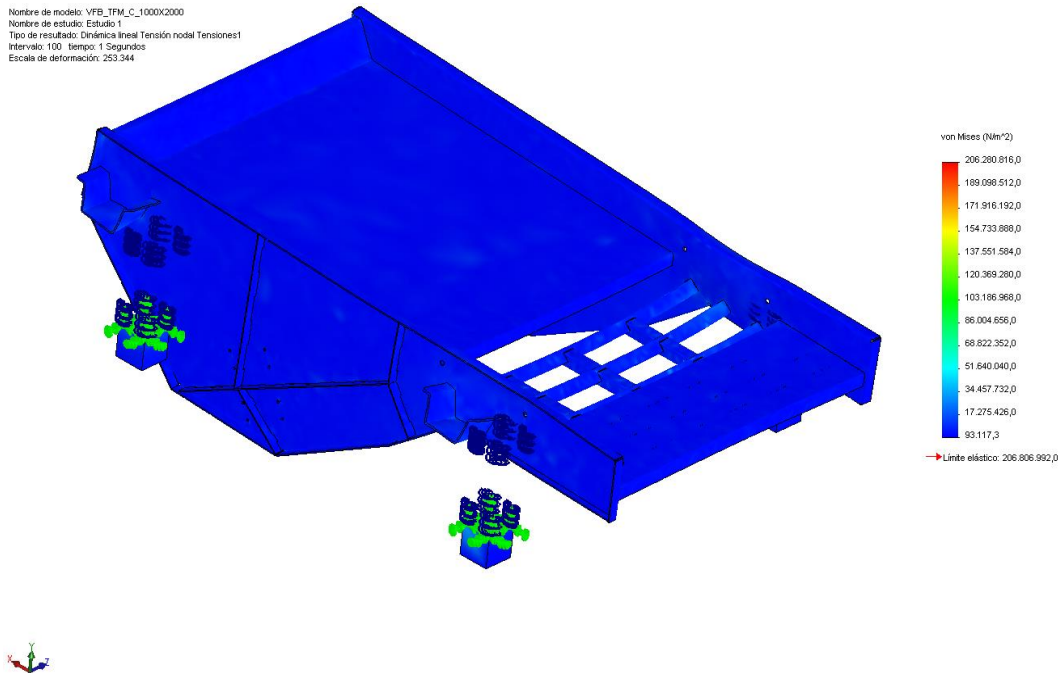


Como se observa en la gráfica el moto-vibrador introduce una fuerza armónica en el sistema.

Listado de frecuencias naturales:

Nº de modo	Frecuencia(Rad/s)	Frecuencia(Hertz)	Período(S)
1	186.35	29.658	0.033718
2	207	32.945	0.030354
3	254.16	40.451	0.024721
4	300.57	47.837	0.020905
5	336.06	53.486	0.018696
6	381.98	60.794	0.016449
7	546.6	86.994	0.011495
8	579.6	92.246	0.010841
9	612.92	97.549	0.010251
10	767.12	122.09	0.0081906
11	992.11	157.9	0.0063331
12	1019.5	162.26	0.006163
13	1059.2	168.57	0.0059322
14	1153.4	183.56	0.0054477
15	1313.7	209.09	0.0047827

Por otro lado al analizar el estado tensional al ritmo normal de trabajo, nos aparece la siguiente distribución de tensiones.



Como podemos observar la estructura se encuentra algo solicitada, pero no sobrepasa el límite elástico del material. Si no estuviese sustentada en soportes flexibles aislantes, el estado tensional al que sería sometida la estructura sería mucho mayor.

8.-CÁLCULOS DE RESPUESTA FORZADA

8.1-DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA DE LA RESPUESTA FORZADA

Como ya se ha repetido hasta la saciedad, la máquina objeto de estudio es accionada por la acción de dos moto-vibradores. Estos motores eléctricos tienen un periodo de aceleración, hasta alcanzar la velocidad de trabajo apropiada. Conforme vamos aumentando la velocidad de dichos motores eléctricos va aumentando de forma proporcional la fuerza que estos ejercen sobre el puente de nuestra máquina. Dicho de otro modo conforme va aumentando la frecuencia de estilo de nuestros motores aumenta la fuerza que estos ejercen, por lo que cada vez que encendamos nuestra máquina haremos un barrio de frecuencia.

Esto significa que no sólo debemos de centrarnos en aquellas frecuencias naturales que estén próximas a la frecuencia de trabajo sino que deberemos de prestar también la máxima atención a aquellas frecuencias naturales que estén por debajo de esta frecuencia de excitación.

Si no tuviésemos en cuenta este fenómeno podría darse el caso de que alimentarse modos una de estas frecuencias naturales durante el proceso de arranque de la máquina que sin duda sería nefasto desde el punto de vista estructural.

Para poder afirmar que nuestra estructura está preparada para soportar esta situación es necesario someterla a un análisis de respuesta forzada.

8.1.1-CARACTERÍSTICAS DE LA EXCITACIÓN

Sabemos que desde que arrancamos la máquina hasta que ésta alcanza su frecuencia de trabajo existe una proporcionalidad, entre la frecuencia de los motores eléctricos y la fuerza que estos introducen en sistema.

Estos motores poseen una masa excéntrica, que al girar, provoca una fuerza centrífuga que es directamente proporcional al cuadrado de la velocidad angular del motor:

$$F_c = ma_c = \frac{mV^2}{r} = m\omega^2 r$$

Donde la masa (m), y el radio(r) tendrán un valor constante. Y las únicas variables serán la fuerza centrífuga (F_c) y la velocidad angular (ω). Ambas propiedades físicas mantienen una relación cuadrática. Para los cálculos que mostrare a continuación la velocidad angular se expresará en Hz.

Por lo tanto si representamos el valor de la fuerza introducida en el sistema durante el proceso de arranque, tendrá siempre la siguiente apariencia:

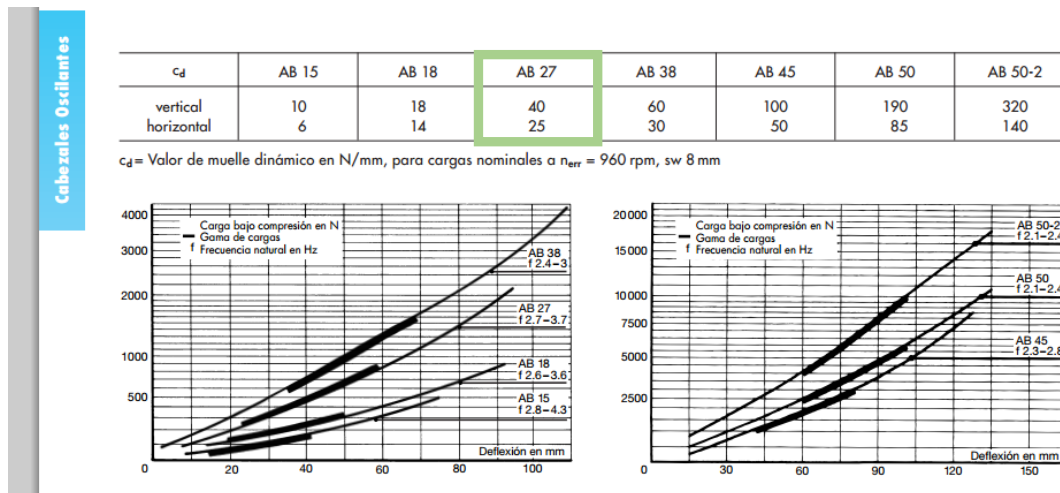


8.1.2-DESCRIPCIÓN DEL MODELO DE AMORTIGUAMIENTO

Para que una máquina de este tipo se comporte correctamente los aislantes deben estar muy poco amortiguados, porque si no fuese así, tendríamos un sistema que se haría más rígido cuanto más rápido girase nuestro moto-vibrador. Dicho de otro modo, las propiedades de los aislantes serían proporcionales a la velocidad con la que gira el moto-vibrador. Es vital, para el correcto funcionamiento de la máquina estas dos variables sean totalmente independientes.

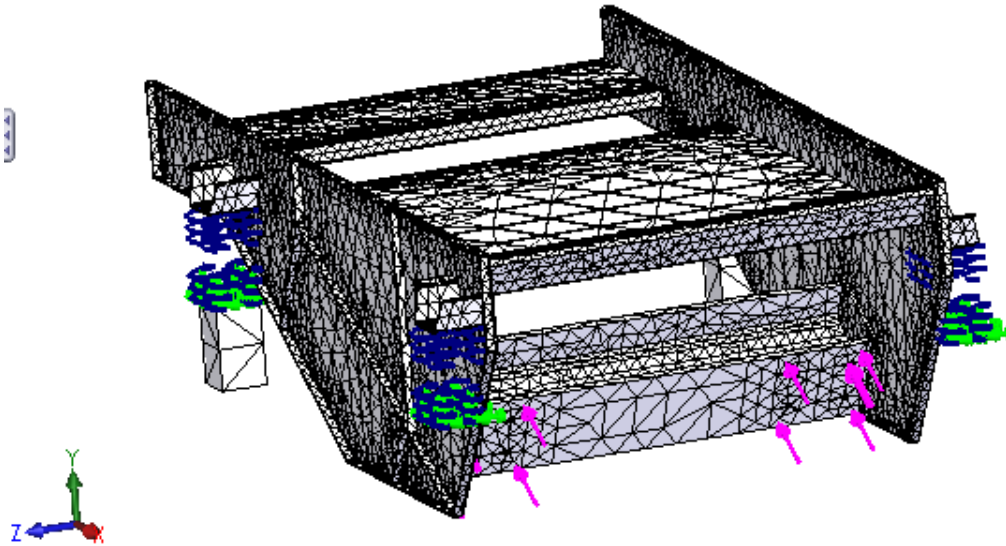
De hecho, en máquinas vibrantes antiguas se colocaban muelles, porque es un sistema elástico, que solo depende de la carga y del desplazamiento pero no de la velocidad.

El amortiguamiento siempre es proporcional a la velocidad del sistema pero de sentido contrario. Por esa razón, es por la que los aislantes ROSTAS tienen un rango de trabajo específico. Para que la maquina trabaje bien, el aislante debe tener una relación entre la carga que le aplicamos y su deformación lo más lineal posible. En las siguientes tablas del fabricante se marca con una línea más gruesa, el rango de aplicación para cada uno de los diferentes elementos de suspensión ROSTA, así como la rigidez horizontal y vertical de los mismos.



El amortiguamiento será considerado global, ya que el programa como es lógico solo considera que tiene amortiguamiento los elementos mallados. Por esta razón en el programa no se introducen los elementos aislantes para ser mallados, porque no nos interesa que tengan amortiguamiento, por eso los reflejamos solo como condiciones de contorno según los datos que nos aporta el fabricante.

Nombre de modelo: VFB_TFM_F
Nombre de estudio: Estudio 2
Tipo de malla: Malla de sólido



Para hacer correctamente nuestra simulación también es necesario introducir valores de amortiguamiento. Estos valores de amortiguamiento serán los propios de la formulación de Rayleigh

La matriz de amortiguamiento simétrica $[C]$ $n \times n$ se formula como una combinación lineal de matrices de masa $[M]$ y rigidez $[K]$:

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (\text{Ecuación 1})$$

El tipo de amortiguamiento descrito en (Ecuación 1) se conoce como amortiguamiento de Rayleigh o proporcional.

Esta forma de $[C]$ es ortogonal con respecto a los valores propio del sistema.

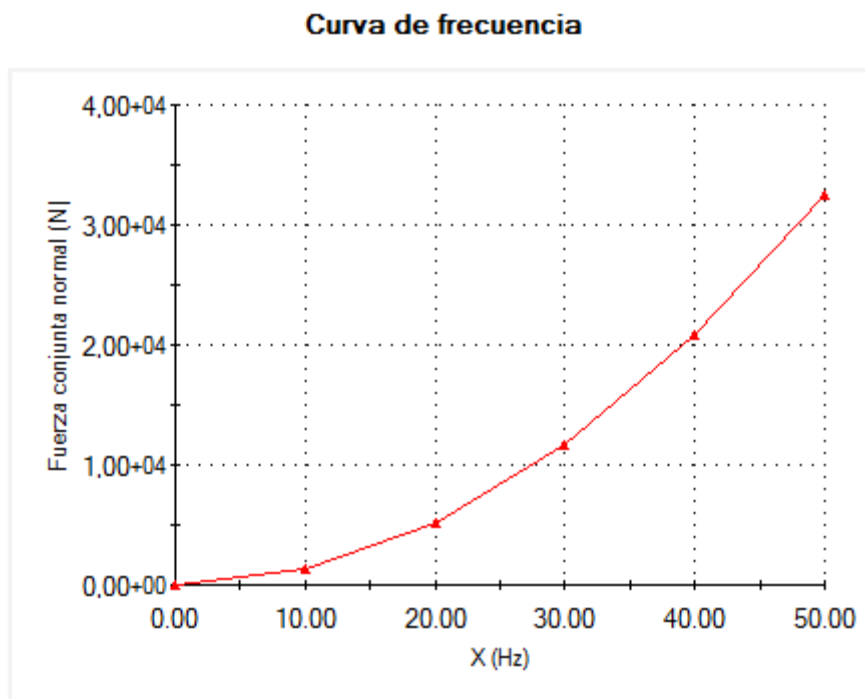
Si aplicamos la transformación de coordenadas modal, la matriz de amortiguamiento modal $[c]$ se convierte en diagonal:

$$[\Phi]^T[C][\Phi] = [c] = \alpha[1] + \beta[\omega^2] \quad (\text{Ecuación 2})$$

En nuestro caso tanto los coeficientes alfa como los coeficientes beta son calculados por nuestro simulador informático. Arrojando valores de 0.2 Y 0.4 respectivamente.

8.2-SOLUCIÓN DEL PROBLEMA DE RESPUESTA FORZADA, SISTEMA ORIGINAL

Empezaremos por graficar los valores de fuerza introducidos en esta simulación:



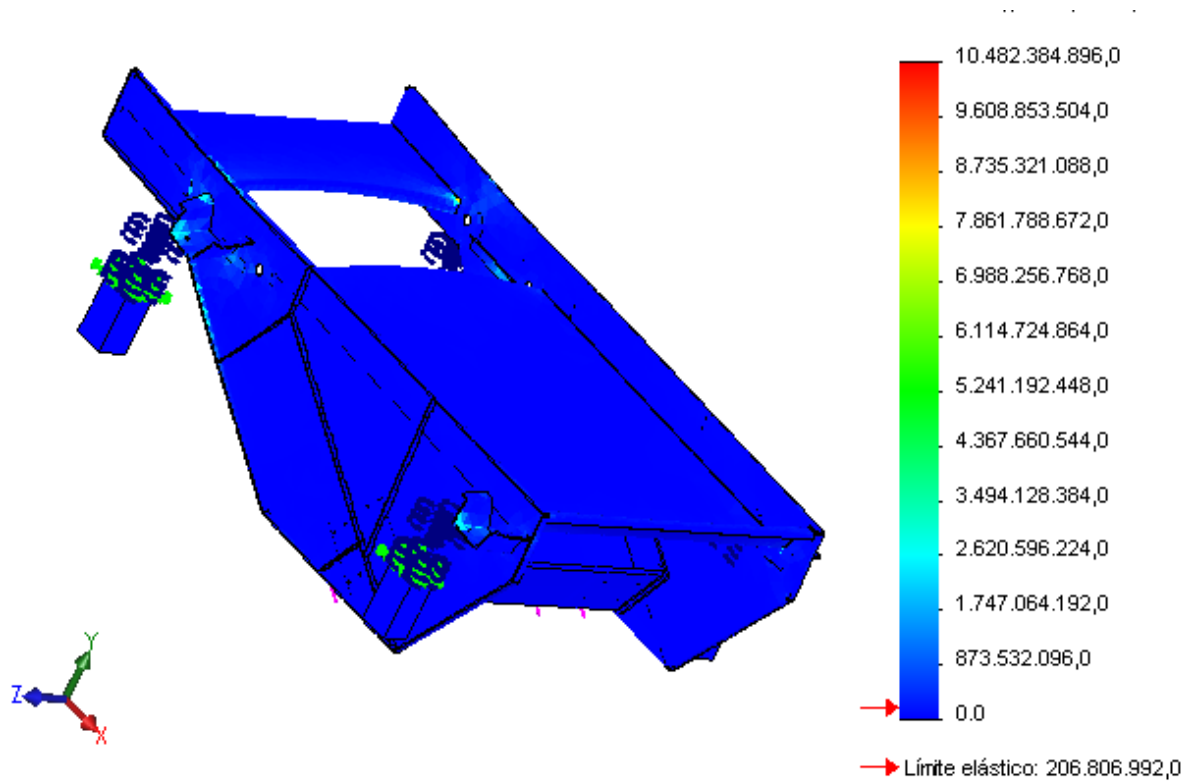
En la gráfica se observa la relación cuadrática que se establece entre la fuerza y la frecuencia de giro.

Listado de frecuencias naturales:

Nº de modo	Frecuencia(Rad/s)	Frecuencia(Hertz)	Período(S)
1	148.87	23.694	0.042205
2	204.96	32.62	0.030656
3	229.06	36.456	0.02743
4	278.65	44.349	0.022548
5	297.3	47.317	0.021134
6	330.52	52.605	0.01901
7	332.86	52.976	0.018877
8	410.33	65.305	0.015313
9	449.89	71.602	0.013966
10	464.19	73.879	0.013536
11	572.49	91.115	0.010975
12	587.23	93.46	0.0107
13	609.38	96.986	0.010311
14	804.64	128.06	0.0078087
15	927.43	147.6	0.0067749

En la tabla anterior aparece pintadas de azul todas aquellas frecuencias que son preocupantes ya que en el análisis que vamos a realizar a continuación explicaremos todas y cada una de ellas.

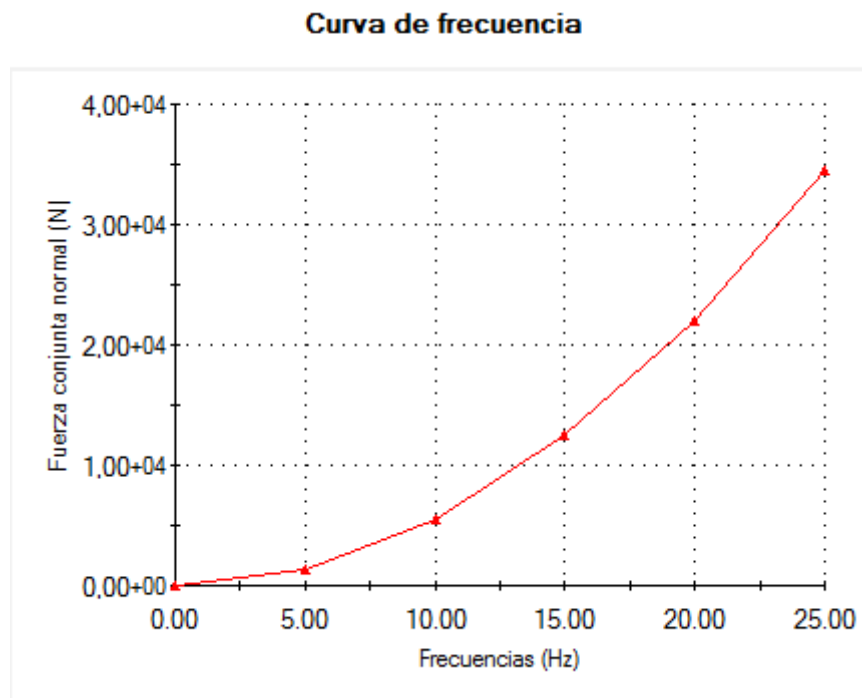
Al igual que en casos anteriores analizaremos la distribución de tensiones, a la que estamos sometiendo al sistema:



Como se puede observar sobre nada sabemos de manera muy amplia esto será debido seguramente a que citaremos una o varias de las frecuencias naturales inferiores a los 50Hz

8.3 SOLUCIÓN DE PROBLEMAS DE RESPUESTA FORZADA, SITEMA OPTIMIZADO.

En este caso analizaremos la fuerza de forma diferente y nos centraremos en lo que ocurre al arrancar la máquina, ya que al arrancar podría barrer varias frecuencias naturales, con lo cual la fuerza introducida para simular la acción del moto-vibrador en esta ocasión tendrá la siguiente forma:

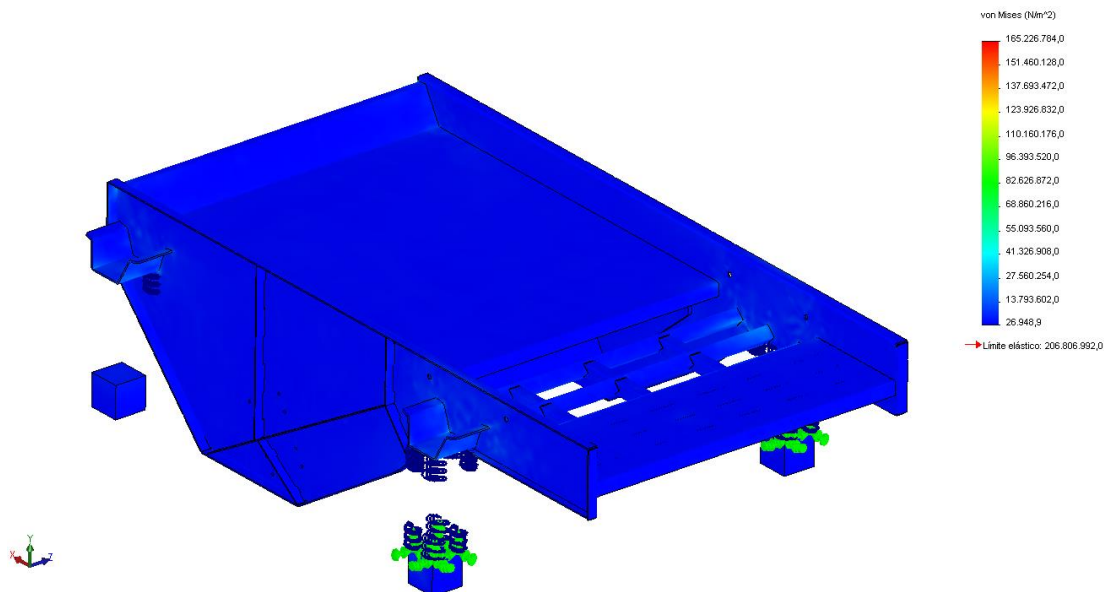


En la gráfica se observa cómo mientras sube la velocidad del motor desde la situación de reposo va aumentando la fuerza que este ejerce en la máquina.

Listado de frecuencias naturales:

Nº de modo	Frecuencia(Rad/s)	Frecuencia(Hertz)	Período(S)
1	186.55	29.69	0.033681
2	206.84	32.92	0.030377
3	254.75	40.544	0.024664
4	300.68	47.854	0.020897
5	337.93	53.784	0.018593
6	382.64	60.899	0.016421
7	547.85	87.193	0.011469
8	574.07	91.366	0.010945
9	616.04	98.045	0.010199
10	766.34	121.97	0.0081989
11	1005.9	160.1	0.006246
12	1030.9	164.08	0.0060946
13	1057.5	168.3	0.0059416
14	1167.4	185.8	0.0053822
15	1341.3	213.48	0.0046842

Pintamos la nueva distribución de tensiones y analizamos cual es el nodo que más tensiones soporta para obtener su grafica de respuesta en frecuencia.



De los resultados que arroja el programa, podemos observar este caso las tensiones no sobrepasa el límite elástico, sin embargo la frecuencia de trabajo de nuestro moto-vibrador es muy cercana a la frecuencia natural de 29Hz y de la de 32 Hz, esto es muy preocupante porque dicha frecuencia está muy cerca de la frecuencia de 25 Hz a la que trabaja nuestro-moto vibrador.

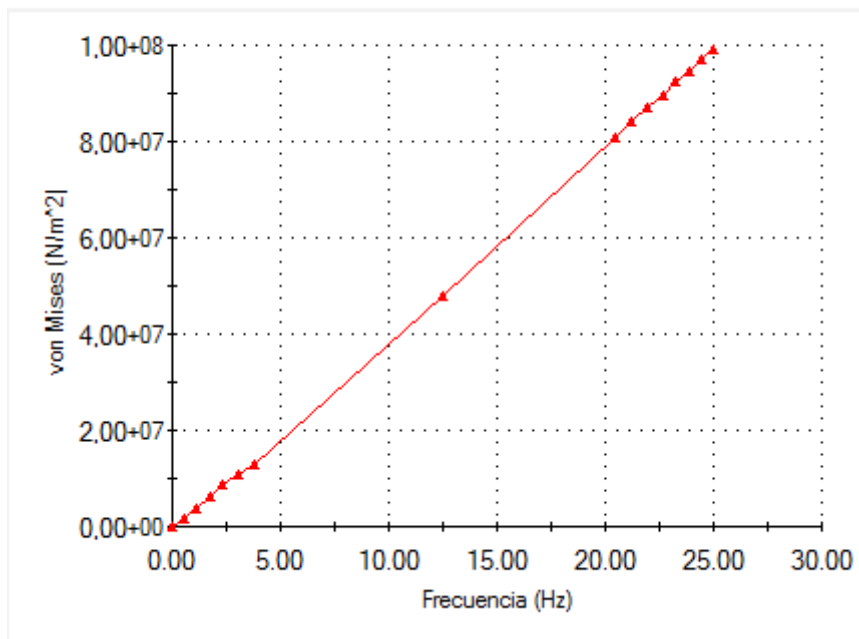
Para ver hasta qué punto estas frecuencias influyen en nuestro sistema haremos un cálculo de participación de masa, si la sobreexcitación de estas frecuencias naturales transcurre en el plano XY que es el plano en el que actúan los moto-vibradores.

Nº de modo	Frecuencia (Hertz)	Dirección X	Dirección Y	Dirección Z
1	29.69	7.30E-05	3.89E-05	0.84675
2	32.92	0.88315	0.0042299	7.85E-05
3	40.544	0.0050241	0.86108	4.95E-05
4	47.854	6.34E-06	3.55E-05	0.008216
5	53.784	0.0026189	0.0076127	4.81E-06
6	60.899	2.22E-05	5.61E-06	0.026719
7	87.193	3.76E-07	8.99E-05	0.001672
8	91.366	9.02E-07	0.011155	9.27E-05
9	98.045	3.10E-08	0.00022046	0.0066911
10	121.97	3.47E-05	0.00045952	6.95E-09
11	160.1	5.37E-07	9.95E-06	5.51E-07
12	164.08	1.47E-06	0.00041669	0.0003013
13	168.3	2.87E-06	0.0030999	1.89E-05
14	185.8	5.12E-06	0.00042786	3.79E-06
15	213.48	9.19E-08	1.40E-05	3.53E-05
		Suma X = 0.89094	Suma Y = 0.88889	Suma Z = 0.89063

En la tabla de participación de masa se observa que la frecuencia de 29 Hz adquiere su mayor sobreexcitación en la dirección Z, que es ortogonal al plan de acción de los moto vibradores. Por esta razón no resulta preocupante, sin embargo la secuencia natural de 32 se desarrolla principalmente en la dirección X con lo cual será relativamente sencillo que el sistema la excite.

He analizado la frecuencia natural de las zonas que más excitación sufren en la arrancada.

Gráfica de respuesta



Como se observa en este nuevo la situación que sufre va aumentando, de manera casi directamente proporcional a la frecuencia.

Se necesita recurrir a un plan B para poder garantizar que la máquina vaya a funcionar correctamente, normalmente la opción más apropiada sería reconfigurar la estructura de la máquina. El problema es que el objeto de este proyecto es hacer una parametrización, con lo cual, si modificamos la estructura para este caso estaríamos alterando el resultado de las estructuras para otras dimensiones de máquina. Por lo tanto, la opción más recomendable será utilizar un moto-vibrador que trabaje a una frecuencia distinta, para así evitar interacciones, con las frecuencias resonantes del sistema.

Con este fin he realizado los cálculos pertinentes, y he seleccionado un moto-vibrador que gira a una frecuencia de 12.5Hz, con referencia **MVE-3100/075**, el resto de condiciones de contorno permanecerían iguales.





MVE - Standard Range

► 8 POLES

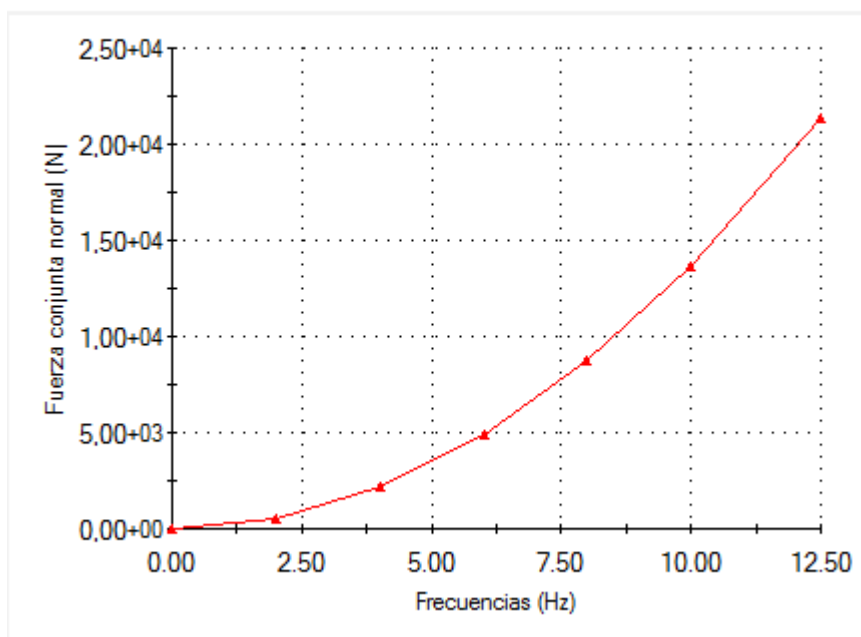
750 - 900 rpm

- Ex II 3 D Ex tD A22 Tx IP66
- TUV NORD Statement Conformity Number TUV 05 ATEX 2768X
- Equipment and protective system intended for use in potentially explosive atmospheres (Zone 22) - Directive 94/9/EC
- Compliance with Essential Health and Safety Requirements
- EN 61241-10

TYPE	Mechanical Features					Electric Features								
	Working moment (")		FC		Weight	Power		Current		Ia/In				Cable
	Kgc/m		Kg		Kg	Kw		A max (Y)				Class II Div.2	II 3 D	
	50Hz	60Hz	50Hz	60Hz	50Hz - 60Hz	50 Hz	60 Hz	50 Hz	60 Hz	50Hz	60Hz	Temp. Class	Temp. Class	
								400V	460V			(T)	(°C)	Glande
MVE 150/075	33.39		105	151	21.4	0.23	0.25	1.14	1.14	1.50	1.50	T4	100	M20
MVE 250/075	56.93		179	257	29.5	0.35	0.38	1.15	1.15	1.70	1.70	T4	100	M20
MVE 400/075	84.02		264	380	35.0	0.35	0.38	1.15	1.15	1.90	1.90		100	M20
MVE 650/075	137.31		431	621	64.7	0.50	0.60	1.20	1.20	2.20	2.20		135	M25
MVE 900/075	187.72		589	849	71.0	0.65	0.78	1.23	1.29	2.50	2.50	T4	135	M25
MVE 1300/075	299.60		941	1355	99.8	1.00	1.10	1.86	1.83	3.00	3.00		135	M25
MVE 2100/075	467.41		1468	2114	150.4	1.50	1.80	2.81	2.89	4.20	4.10		135	M32
MVE 3100/075	680.34		2137	3077	212.2	2.00	2.30	3.79	3.77	4.00	4.00	T4	135	M32
MVE 3800/075	838.43		2633	3792	230.2	2.50	3.00	6.00	6.00	3.90	4.00		135	M32

La fuerza introducida en este caso tendría la siguiente apariencia:

Curva de frecuencia



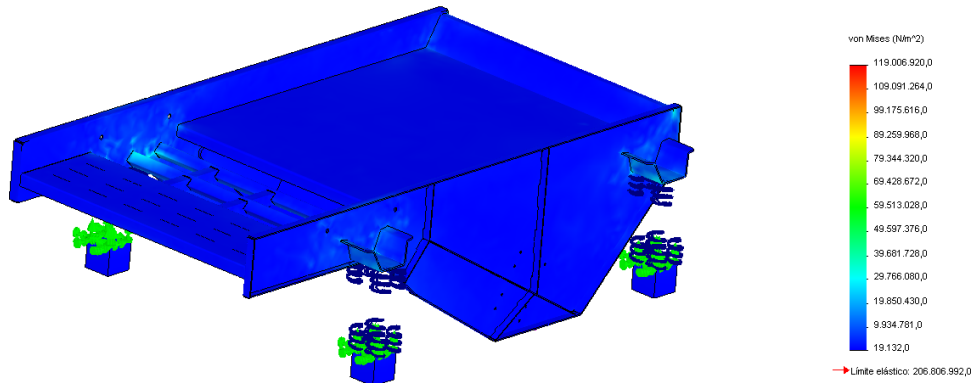
Listado de frecuencias naturales:

Nº de modo	Frecuencia(Rad/s)	Frecuencia(Hertz)	Período(S)
1	186.76	2.97E+01	3.36E-02
2	206.83	32.918	0.030378
3	254.66	40.531	0.024673
4	300.67	4.79E+01	2.09E-02
5	337.76	53.756	0.018602
6	382.83	6.09E+01	1.64E-02
7	547.36	8.71E+01	1.15E-02
8	574.07	9.14E+01	0.010945
9	615.32	9.79E+01	0.010211
10	766.45	1.22E+02	0.0081978
11	1004.2	1.60E+02	6.26E-03
12	1030.2	1.64E+02	0.0060991
13	1057.3	1.68E+02	0.0059425
14	1167.1	1.86E+02	0.0053834
15	1341.6	2.14E+02	4.68E-03

En este caso la primera frecuencia de excitación a aparecer en torno a los 29Hz como esta máquina trabajará a 12.5Hz, además de la máquina trabajará en el interior de una nave industrial, con lo cual no hay peligro de que agentes externos pudieran explicar alguna frecuencia natural, como ocurriría por ejemplo en el diseño de un puente.

Tras introducir estos datos en nuestra simulación FEM obtenemos el siguiente diagrama de tensiones:

Nombre de modelo: VFB_TFM_C_1000X2000
 Nombre de estudio: 1.2Hz
 Tipo de resultado: Dinámica lineal Tensión nodal Tensiones1
 Intervalo: 16 Frecuencia: 12.5 Hertz



Vemos que nuevamente el límite elástico del material no es sobrepasado por la acción de los moto-vibradores.

Al analizar la participación de masa:

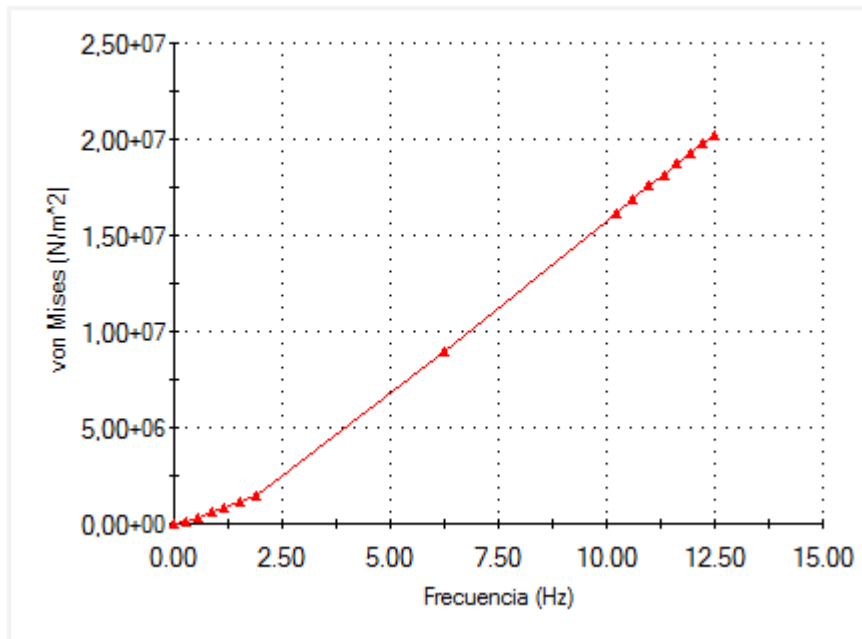
Nº de modo	Frecuencia (Hertz)	Dirección X	Dirección Y	Dirección Z
1	29.723	5.78E-05	5.99E-05	0.8469
2	32.918	0.88313	0.0042854	6.19E-05
3	40.531	0.0050726	0.86107	7.87E-05
4	47.853	6.78E-06	2.88E-05	0.0081779
5	53.756	0.0026352	0.0077185	4.37E-06
6	60.93	2.07E-05	6.13E-06	0.026624
7	87.115	2.23E-06	1.47E-04	0.0017408
8	91.366	1.79E-07	0.010799	2.05E-04
9	97.932	3.88E-07	0.00033735	0.0064716
10	121.98	3.89E-05	0.00042005	2.57E-07
11	159.83	5.45E-07	9.55E-06	9.51E-07
12	163.96	1.84E-06	0.00044315	0.000305
13	168.28	3.73E-06	0.0031102	2.04E-05
14	185.75	2.69E-06	0.00039934	4.98E-06
15	213.52	1.44E-07	6.77E-06	3.62E-05
		Suma X = 0.89097	Suma Y = 0.88884	Suma Z = 0.89063

Los datos que arroja la participación de masas son muy similares a los datos arrojados en el caso anterior, pero como ahora trabajamos con frecuencia de 12,5 Hz estamos suficientemente alejados de la zona de peligro.

Como en este caso realizamos un barrido de frecuencias el programa nos permitirá hacer los histogramas de los nodos que nos interesen.

He analizado la frecuencia natural de las zonas que más excitación sufren en la arrancada.

Gráfica de respuesta



Nuevamente el programa parece presentar una relación directamente proporcional entre las frecuencias y las tensiones. Pero estamos muy alejados de frecuencias naturales del sistema.

9.-CALCULO MODAL, CASOS REPRESENTATIVOS

Como sabemos, la aplicación objeto de este proyecto nos permite hacer infinitos diseños de forma totalmente automática, dentro de un intervalo de longitudes y anchuras. Puesto que sería inviable calcular cada uno de los casos, se han considerado como casos representativos; el caso estudiado con anterioridad, el caso de longitud de 1000mm y anchura de 1000mm y también, cuando lo hacemos a longitudes de 1500mm y anchuras de 1000mm.

9.1- SISTEMA LIBRE-LIBRE

9.1.1- REDISEÑO A DIMENSIONES DE: 1000X1000

Condiciones de contorno:

Para hacer este cálculo aislaremos la estructura que soportará las cargas, con lo cual el mallado será única y exclusivamente de esta parte de la máquina tal y como se puede ver a continuación.

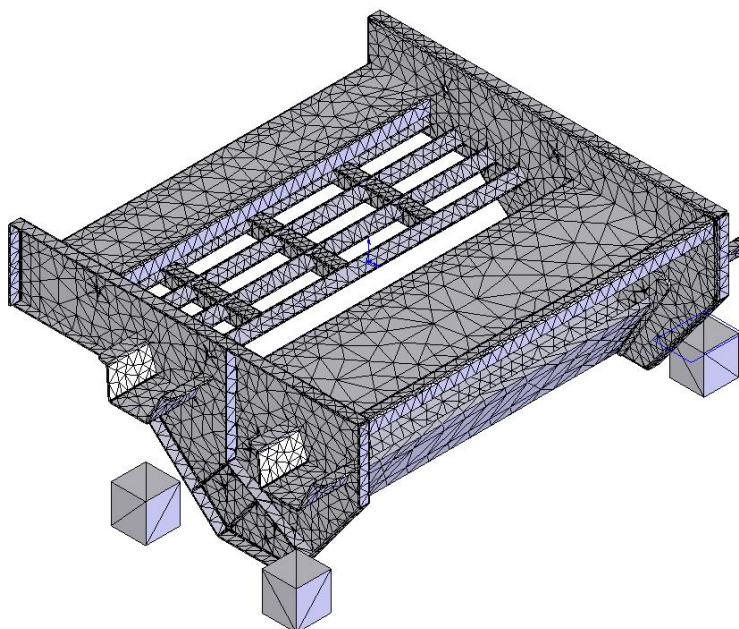
Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño máximo de elemento	109.053 mm
Tamaño mínimo del elemento	21.8105 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

Información de malla - Detalles

Número total de nodos	120730
Número total de elementos	61362
Cociente máximo de aspecto	251.72
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	6.93
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	43.4
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:33
Nombre de computadora:	GARCO-PC

Nombre de modelo: VFB_TFM_C_1000X1000
Nombre de estudio: Estudio 2
Tipo de malla: Malla de sólido



Se ha realizado un mallado que concentra una mayor densidad de nodos en las zonas curvas de la estructura, esto se debe a que esta máquina se construye a través de chapas curvadas principalmente. Dichas chapas sufren deformaciones plásticas en las zonas plegadas durante su proceso de fabricación, por lo que estas zonas son de especial interés.

Propiedades del material:

TIPO DE MATERIAL:	AISI-304
Tipo de modelo:	Isotrópicoelástico lineal
Límiteelástico:	2.06807e+008 N/m²
Límite de tracción:	5.17017e+008 N/m²
Móduloelástico:	1.9e+011 N/m²
Coefficiente de Poisson:	0.29
Densidad:	8000 kg/m³
Módulocortante:	7.5e+010 N/m²
Coefficiente de dilatación térmica:	1.8e-005 /Kelvin

Masa del sistema:

La masa del sistema será de 250 Kg contando con el peso de los moto-vibradores elegidos.

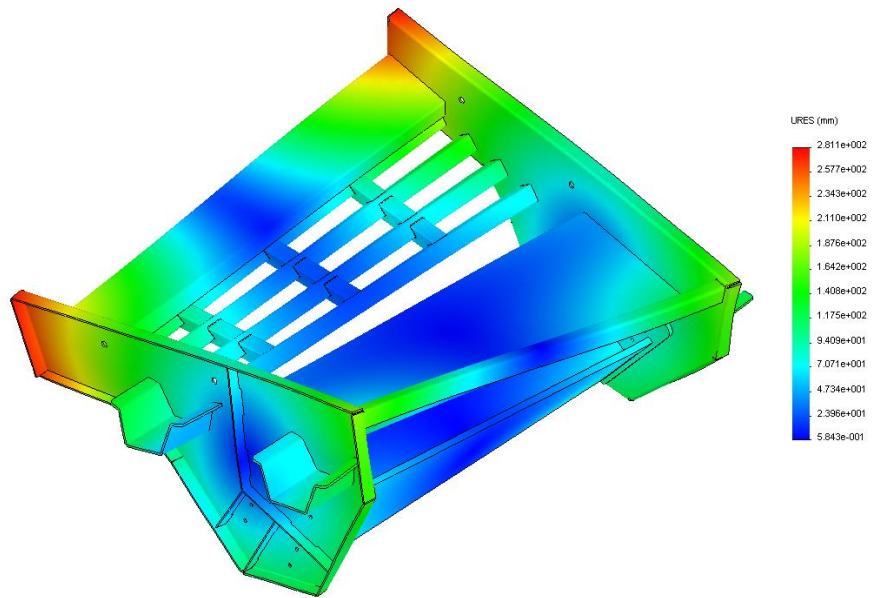
Listado de frecuencias naturales:

La estructura que se va a analizar está sustentada por 4 cuerpos elásticos por lo que tiene permitidos tanto los desplazamientos como los giros en cada uno de los ejes cartesianos, o lo que es lo mismo que tiene permitidos 6 grados de libertad. Por esta razón no se han tenido en cuenta los 6 primeros modos, con unas frecuencias muy próximas a 0Hz. A continuación se muestran los modos estructurales.

Nº de modo	Frecuencia(Rad/s)	Frecuencia(Hertz)	Período(S)
7	397.79	6.33E+01	1.58E-02
8	464.56	7.39E+01	0.013525
9	722.22	1.15E+02	0.0086998
10	748.64	1.19E+02	0.0083928
11	874.39	1.39E+02	7.19E-03
12	999.97	1.59E+02	0.0062834
13	1024	1.63E+02	0.0061358
14	1149	1.83E+02	0.0054684
15	1230.1	1.96E+02	5.11E-03

- Modo 7

Nombre de modelo: VFB_TFM_C_1000X1000
 Nombre de estudio: Estudio 1
 Tipo de resultado: Frecuencia Desplazamientos1
 Forma modal: 7 Valor = 63.31 Hz
 Escala de deformación: 0.47963



9.1.2- REDISEÑO A DIMENSIONES DE: 1000X1500

Condiciones de contorno:

Para hacer este cálculo aislaremos la estructura que soportará las cargas, con lo cual el mallado será única y exclusivamente de esta parte de la máquina tal y como se puede ver a continuación.

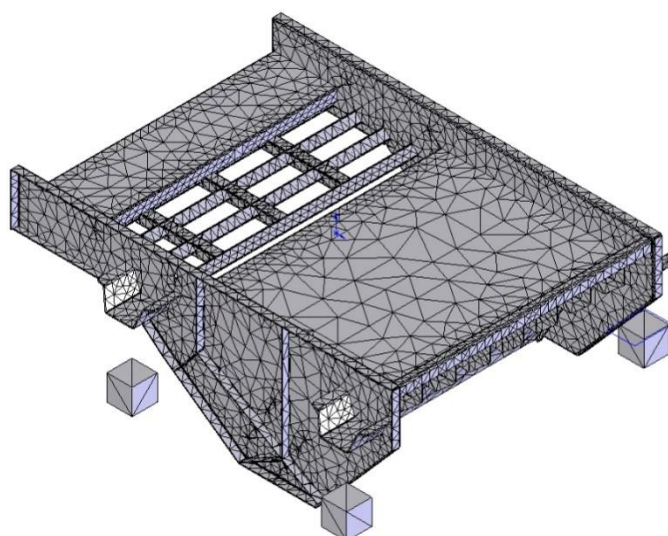
Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño máximo de elemento	130.125 mm
Tamaño mínimo del elemento	26.0251 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

Información de malla - Detalles

Número total de nodos	126674
Número total de elementos	64541
Cociente máximo de aspecto	402.27
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	3.95
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	58.8
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:58
Nombre de computadora:	GARCO-PC

Nombre de modelo: VFB_TPM_C_1000x1500
Nombre de estudio: ARRANCADA
Tipo de malla: Malla de sólido



Se ha realizado un mallado que concentra una mayor densidad de nodos en las zonas curvas de la estructura, esto se debe a que esta máquina se construye a través de chapas curvadas principalmente. Dichas chapas sufren deformaciones plásticas en las zonas plegadas durante su proceso de fabricación, por lo que estas zonas son de especial interés.

Propiedades del material:

TIPO DE MATERIAL: AISI-304
Tipo de modelo: Isotrópicoelástico lineal
Límiteelástico: 2.06807e+008 N/m²
Límite de tracción: 5.17017e+008 N/m²
Móduloelástico: 1.9e+011 N/m²
Coefficiente de Poisson: 0.29
Densidad: 8000 kg/m³
Módulocortante: 7.5e+010 N/m²
Coefficiente de dilatación térmica: 1.8e-005 /Kelvin

Masa del sistema:

La masa del sistema será de 355Kg contando con el peso de los moto-vibradores elegidos.

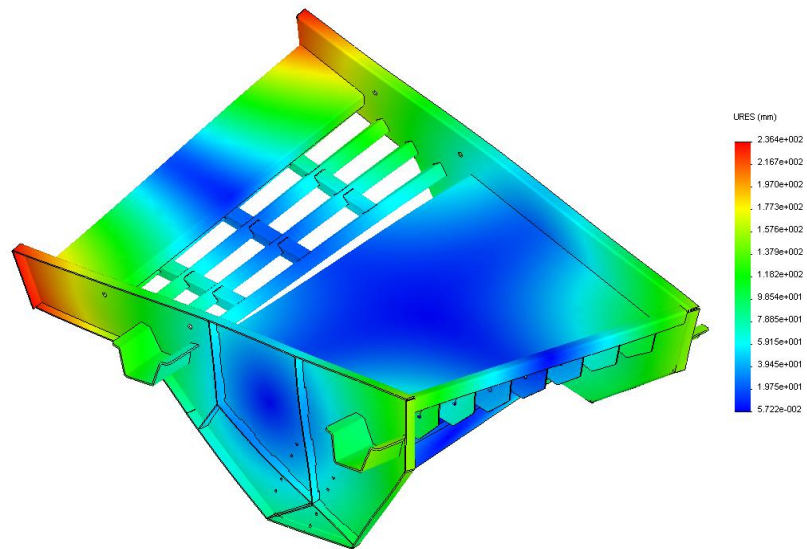
Listado de frecuencias naturales:

La estructura que se va a analizar está sustentada por 4 cuerpos elásticos por lo que tiene permitidos tanto los desplazamientos como los giros en cada uno de los ejes cartesianos, o lo que es lo mismo que tiene permitidos 6 grados de libertad. Por esta razón no se han tenido en cuenta los 6 primeros modos, con unas frecuencias muy próximas a 0Hz. A continuación se muestran los modos estructurales.

Nº de modo	Frecuencia(Rad/s)	Frecuencia(Hertz)	Período(S)
7	267.64	42.60	0.023476
8	641.19	102.05	0.009799
9	714.96	113.79	0.008788
10	822.56	130.91	0.007639
11	979.69	155.92	0.006414
12	992.10	157.90	0.006333
13	1032.70	164.37	0.006084
14	1288.70	205.11	0.004876
15	1524.90	242.70	0.004120

- Modo 7

Nombre de modelo: VFB_TFM_C_1000X1500
 Nombre de estudio: Estudio 1
 Tipo de resultado: Frecuencia Desplazamientos7
 Forma modal: 7. Valor = 42.598 Hz
 Escala de deformación: 0.658248



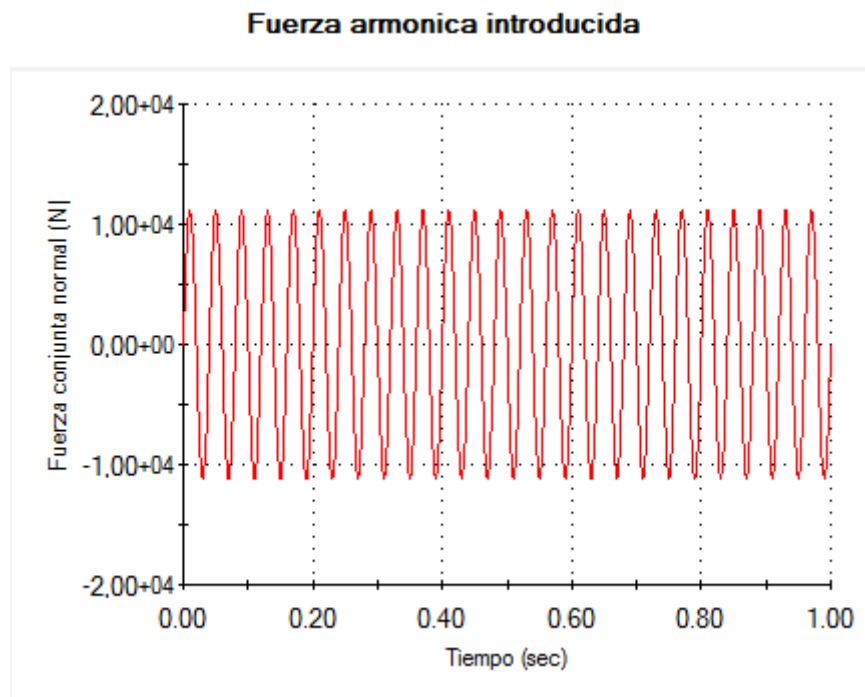
9.2- SISTEMA BIAPOLLADO

9.2.1- REDISEÑO A DIMENSIONES DE: 1000X1000

Como en casos anteriores, el chasis de la máquina lo trataremos como sólido para hacer el mallado y haremos la simulación como si estuviese suspendido sobre 4 apoyos elásticos. Dichos apoyos elásticos tienen unas determinadas características de rigidez tangencial y normal. El apoyo elegido es el AB27 que posee una rigidez vertical de 40N/mm y otra tangencial de 25N/mm. Así mismo, utilizamos para excitar la máquina un moto-vibrador con referencia **MVE-1100/075** que es capaz de desarrollar una fuerza de trabajo de 1114 Kg trabajando a 25Hz.

Introduciremos por tanto en nuestra simulación, tanto los valores de rigidez de nuestras suspensiones, como la fuerza que ejerce nuestro moto-vibrador sobre la estructura de nuestra máquina vibrante.

Valor de la fuerza introducida a lo largo del tiempo por el moto-vibrador:

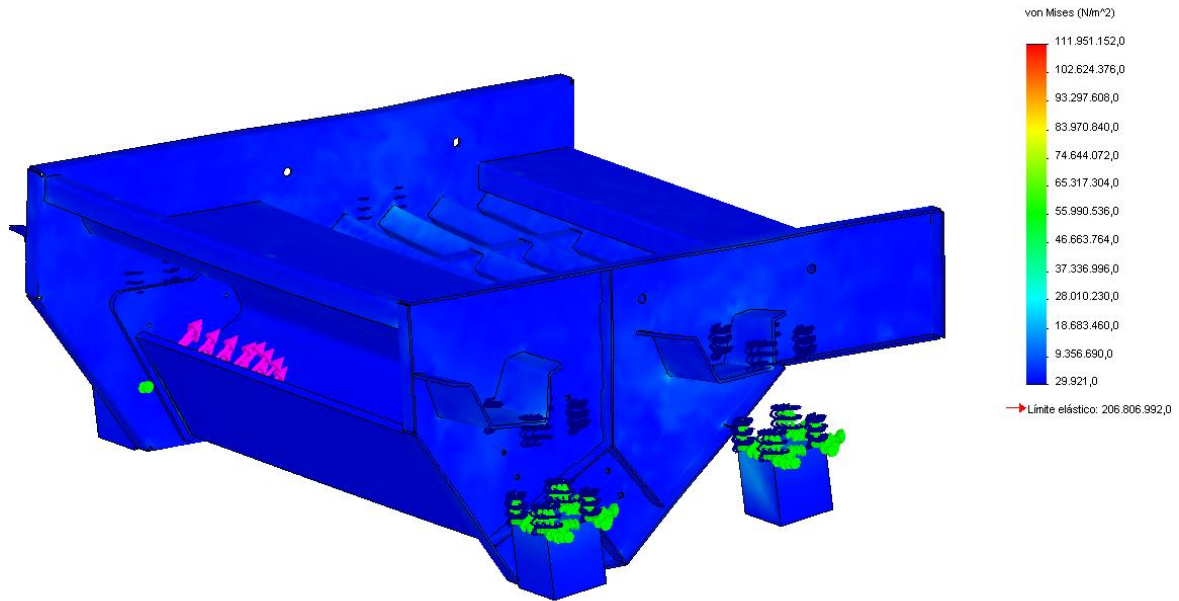


Como se observa en la gráfica el moto-vibrador introduce una fuerza armónica en el sistema.

Listado de frecuencias naturales:

Nº de modo	Frecuencia(Rad/s)	Frecuencia(Hertz)	Período(S)
1	356.01	56.66	0.017649
2	453.18	72.13	0.013865
3	475.07	75.61	0.013226
4	523.17	83.27	0.012010
5	766.67	122.02	0.008195
6	796.08	126.70	0.007893
7	884.99	140.85	0.007100
8	1002.48	159.55	0.006268
9	1057.33	168.28	0.005942
10	1200.21	191.02	0.005235
11	1283.21	204.23	0.004896
12	1402.60	223.23	0.004480
13	1823.13	290.16	0.003446
14	1892.68	301.23	0.003320
15	2062.33	328.23	0.003047

Por otro lado al analizar el estado tensional al ritmo normal de trabajo, nos aparece la siguiente distribución de tensiones.



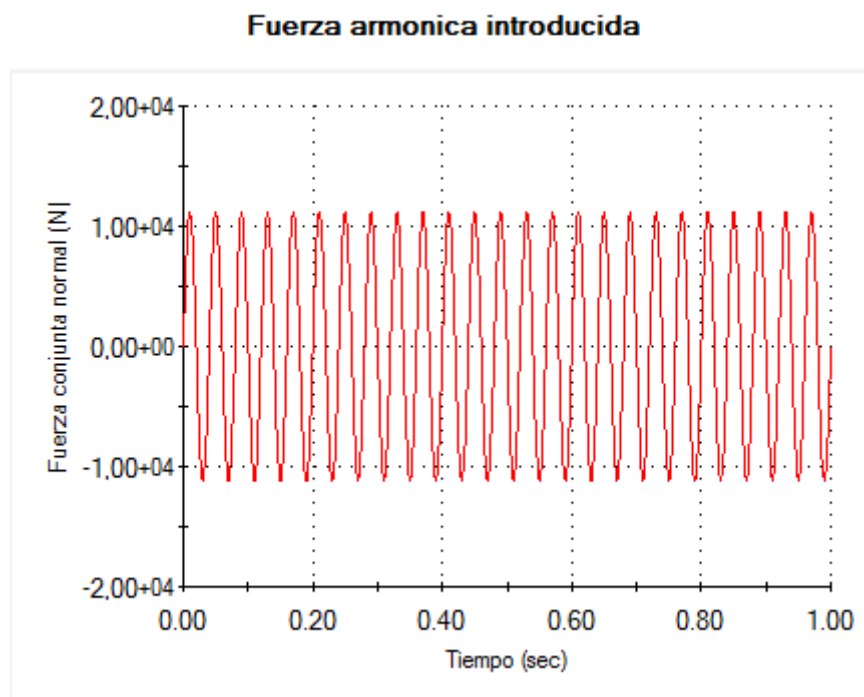
Como podemos observar la estructura se encuentra algo solicitada, pero no sobrepasa el límite elástico del material.

9.2.2- REDISEÑO A DIMENSIONES DE: 1000X1500

Como en casos anteriores, el chasis de la máquina lo trataremos como sólido para hacer el mallado y haremos la simulación como si estuviese suspendido sobre 4 apoyos elásticos. Dichos apoyos elásticos tienen unas determinadas características de rigidez tangencial y normal. El apoyo elegido es el AB27 que posee una rigidez vertical de 40N/mm y otra tangencial de 25N/mm. Así mismo, utilizamos para excitar la máquina un moto-vibrador con referencia **MVE-1100/075** que es capaz de desarrollar una fuerza de trabajo de 1114 Kg trabajando a 25Hz.

Introduciremos por tanto en nuestra simulación, tanto los valores de rigidez de nuestras suspensiones, como la fuerza que ejerce nuestro moto-vibrador sobre la estructura de nuestra máquina vibrante.

Valor de la fuerza introducida a lo largo del tiempo por el moto-vibrador:

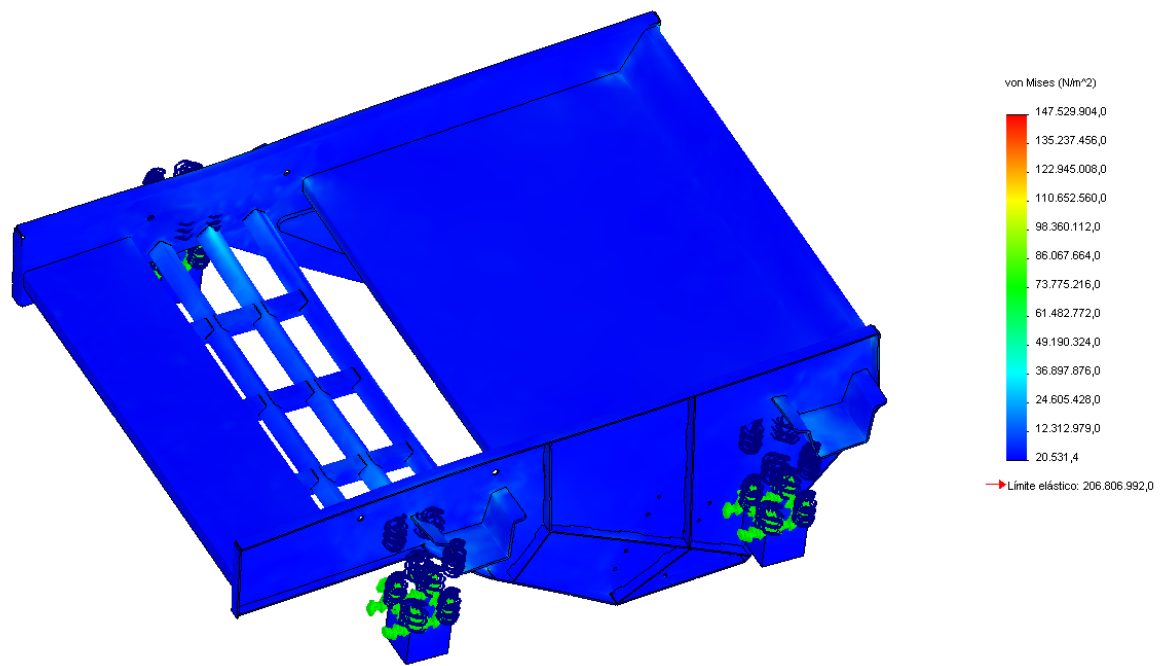


Como se observa en la gráfica el moto-vibrador introduce una fuerza armónica en el sistema.

Listado de frecuencias naturales:

Nº de modo	Frecuencia(Rad/s)	Frecuencia(Hertz)	Período(S)
1	293.98	46.79	0.021373
2	375.22	59.72	0.016745
3	484.87	77.17	0.012958
4	655.85	104.38	0.009580
5	754.88	120.14	0.008323
6	825.76	131.42	0.007609
7	1005.80	160.08	0.006247
8	1015.70	161.66	0.006186
9	1092.40	173.86	0.005752
10	1357.90	216.12	0.004627
11	1559.50	248.20	0.004029
12	1572.37	250.25	0.003996
13	1761.30	280.32	0.003567
14	1917.25	305.14	0.003277
15	2053.60	326.84	0.003060

Por otro lado al analizar el estado tensional al ritmo normal de trabajo, nos aparece la siguiente distribución de tensiones.



Como podemos observar la estructura se encuentra algo solicitada, pero no sobrepasa el límite elástico del material.

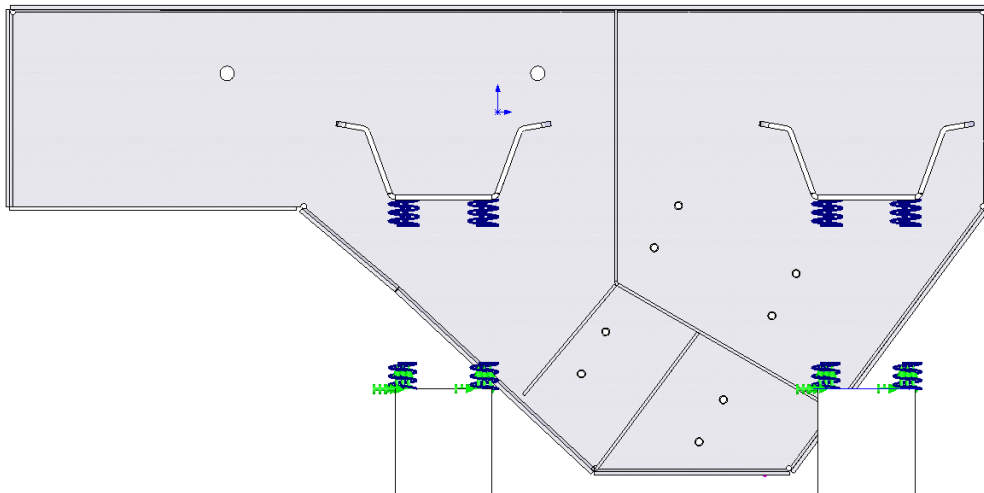
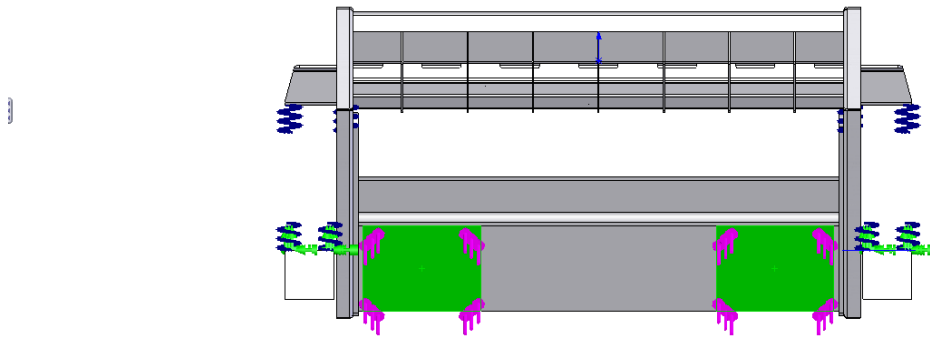
9.3- RESPUESTA FORZADA

9.3.1- REDISEÑO A DIMENSIONES DE: 1000X1000

Condiciones de contorno:

Esta máquina será excitada desde la zona del puente tal y como se indica en la siguiente imagen, mediante la acción de un moto-vibrador que desarrolla un empuje de 11140 N.

Las zonas marcadas de color verde en la siguiente imagen son las zonas en las que actúa el moto-vibrador.



Como se puede ver en la imagen la acción de la fuerza se realizara en el plano XY, por lo tanto las frecuencias que sean excitadas en la dirección ortogonal a este plano, no serán relevantes.

En la siguiente tabla se detallan las características del motor elegido, según el fabricante.



MVE - Standard Range

► 4 POLES

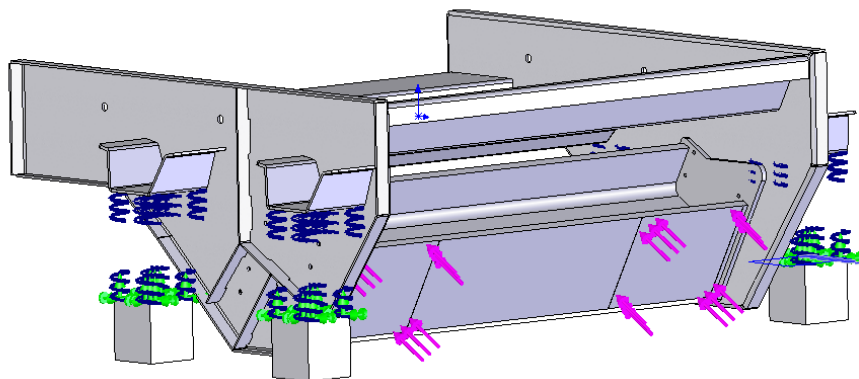
1500 - 1800 rpm



- II 3 D Ex ID A22 Tx IP66
- TÜV NORD Statement Conformity Number TÜV 05 ATEX 2768X
- Equipment and protective system intended for use in potentially explosive atmospheres (Zone 22) - Directive 94/9/EC
- Compliance with Essential Health and Safety Requirements
- EN 61241-10

TYPE	Mechanical Features						Electric Features								
	Working moment (°)		FC		Weight		Power		Current		Ia/In				Cable
	Kgcm		Kg		Kg		Kw		A max (Y)				Class II Div.2	IIS D	
	50Hz	60Hz	50Hz	60Hz	50Hz	60Hz	50 Hz	60 Hz	50 Hz	60 Hz	50Hz	60Hz	Temp. Class	Temp. Class	
							400V	460V					(T)	(°C)	
MVE 40/15	1.97	1.97	25	36	4.6		0.04	0.05	0.31	0.31	2.00	2.00	T4	100	M16
MVE 90/15	5.97	4.2	75	76	7.4		0.12	0.13	0.30	0.30	3.50	3.80	T4	100	M20
MVE 200/15	15.44	10.83	194	196	11.8		0.16	0.17	0.49	0.50	2.00	2.00	T4	100	M20
MVE 400/15	33.43	23.38	420	423	19.5		0.30	0.35	0.84	0.86	2.50	2.50	T4	100	M20
MVE 500/15	44.57	31.2	560	564	21.0		0.35	0.40	1.06	1.09	2.80	2.70		100	M20
MVE 300/15	26.58	18.60	334	336	22.5		0.62	0.73	1.32	1.41	3.00	3.20		100	M20
MVE 700/15	56.83	39.36	714	712	27.4		0.62	0.73	1.32	1.41	3.00	3.20	T4	100	M20
MVE 1100/15	88.67	62.02	1114	1122	35.8	28	0.65	0.78	1.50	1.70	3.80	3.80		100	M20
MVE 1400/15	108.57	76.72	1364	1388	59.8	58.2	0.90	1.10	1.71	1.78	4.00	4.00	T4	135	M25
MVE 1700/15	137.31	91.98	1725	1664	61.8	59.4	1.15	1.30	2.16	2.09	4.70	4.50		135	M25
MVE 2400/15	187.69	137.36	2358	2485	68.0	62.0	1.60	1.90	3.00	3.20	4.90	4.90		135	M25
MVE 2500/15	203.53	135.65	2557	2454	90.0	84.0	1.80	2.00	3.40	3.40	6.00	6.10	T4	135	M25
MVE 3000/15	248.66	169.75	3124	3071	97.5	87.0	1.90	2.30	3.70	3.80	6.50	6.60		135	M25

El sistema estará restringido por la acción de cuatro cuerpos elásticos que lo sustenta en las diferentes zonas de apoyo indicadas en la siguiente imagen, mediante espirales de color azul.

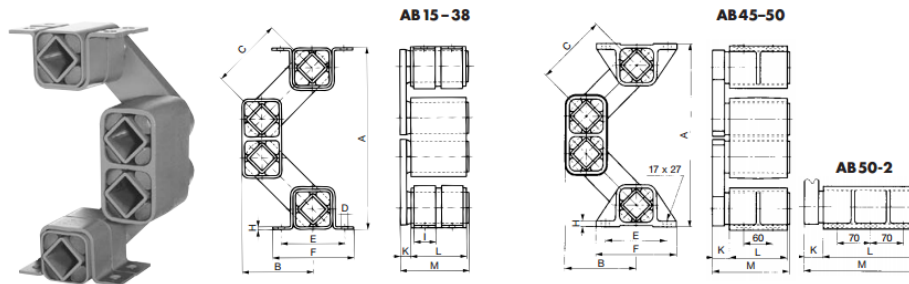


Las características de las suspensiones AB27 elegidas, están reflejadas en la siguiente tabla del fabricante.



Suspensión Oscilante

Tipo AB



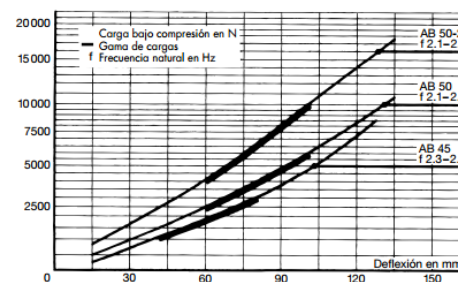
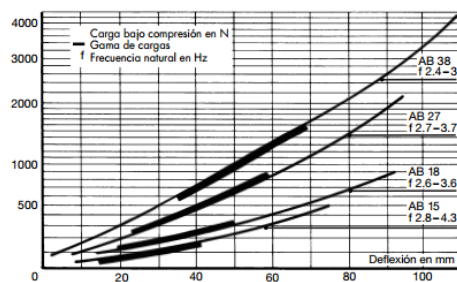
Art. n°	Tipo	G en N	A sin carga	A máx. carga	B sin carga	B máx. carga	C	ØD	E	F	H	I	K	L	M	Peso en kg
07051 001	AB 15	- 160	165	120	70	89	80	7	50	65	2	25	10	40	52	0.67
07051 002	AB 18	120 - 300	203	150	87	107	100	9	60	80	2.5	30	14	50	67	1.35
07051 003	AB 27	250 - 800	230	170	94	114	100	11	80	105	3	35	17	60	80	2.65
07051 004	AB 38	600 - 1600	295	225	120	144	125	13	100	125	4	40	21	80	104	6.20
07051 054	AB 45	1200 - 3000	353	273	141	170	140	13	115	145	8	-	28	100	132	11.50
07051 006	AB 50	2500 - 6000	380	280	150	180	150	-	130	170	12	-	35	120	160	19.12
07051 050	AB 50-2	4200 - 10000	380	280	150	180	150	-	130	170	12	-	40	200	245	30.00

En las siguientes tablas del fabricante se marca con una línea más gruesa, el rango de aplicación para cada uno de los diferentes elementos de suspensión rosta, así como la rigidez horizontal y vertical de los mismos.

Cabezales Oscilantes

c _d	AB 15	AB 18	AB 27	AB 38	AB 45	AB 50	AB 50-2
vertical	10	18	40	60	100	190	320
horizontal	6	14	25	30	50	85	140

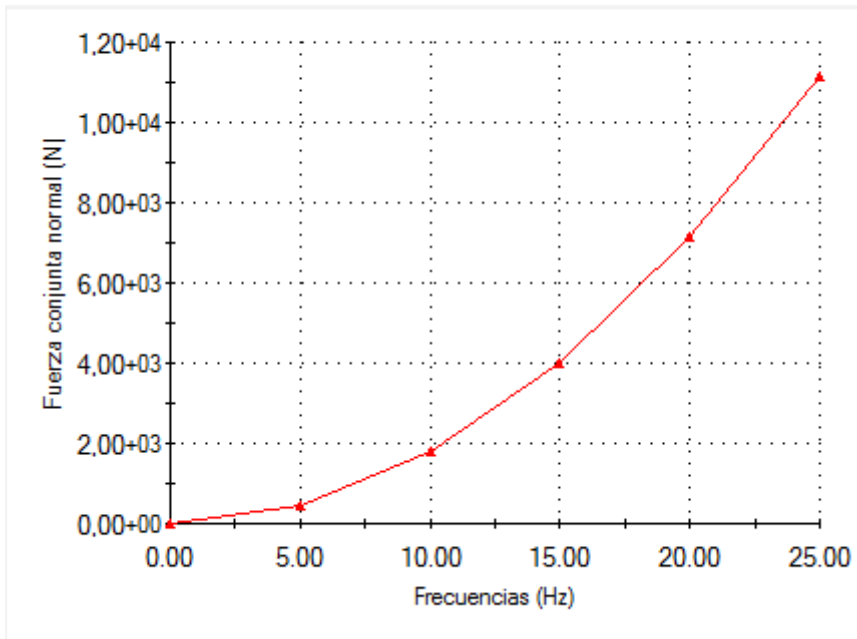
c_d = Valor de muelle dinámico en N/mm, para cargas nominales a n_{err} = 960 rpm, sw 8 mm



Los datos de rigidez horizontal y vertical serán introducidos en la simulación FEM.

En este caso analizaremos la fuerza de forma diferente y nos centraremos en lo que ocurre al arrancar la máquina, ya que al arrancar podría barrer varias frecuencias naturales, con lo cual la fuerza introducida para simular la acción del moto-vibrador en esta ocasión tendrá la siguiente forma:

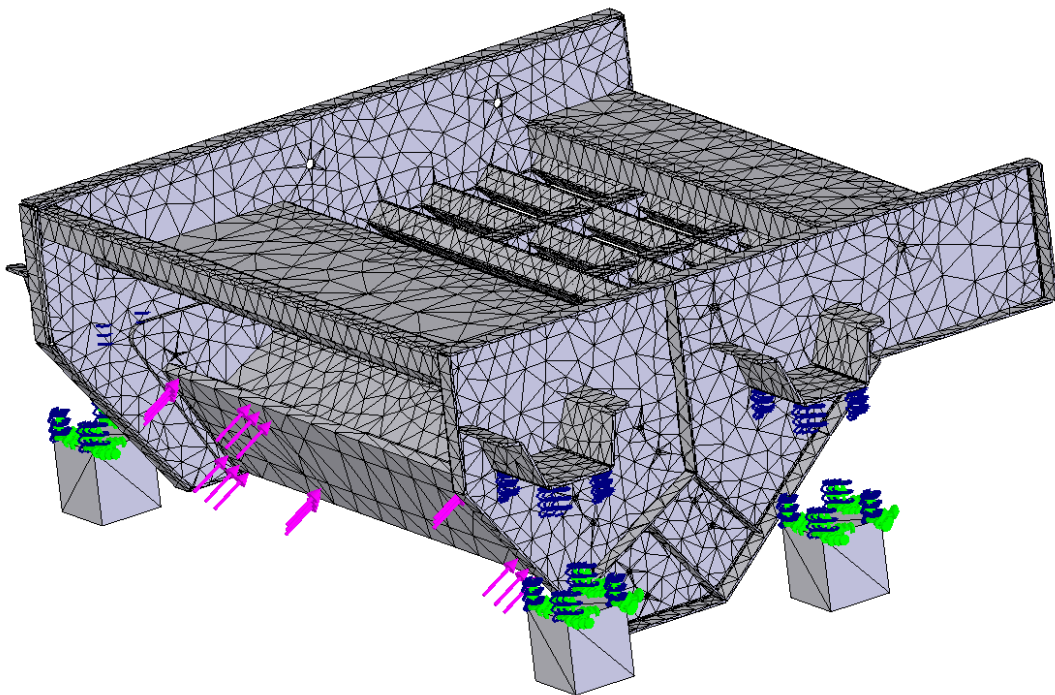
Curva de frecuencia



En la gráfica se observa cómo mientras sube la velocidad del motor desde la situación de reposo va aumentando la fuerza que este ejerce en la máquina.

El amortiguamiento será considerado global, tal y como se explicó en los casos anteriores.

Por esta razón en el programa no se introducen los elementos aislantes para ser mallados, y los reflejamos solo como condiciones de contorno según los datos que nos aporta el fabricante.



Para hacer correctamente nuestra simulación también es necesario introducir valores de amortiguamiento. Estos valores de amortiguamiento serán los propios de la formulación de Raleigh, e idénticos a los introducidos en casos anteriores.

Tanto los coeficientes alfa como los coeficientes beta son calculados por nuestro simulador informático. Arrojando valores de 0.2 Y 0.4 respectivamente.

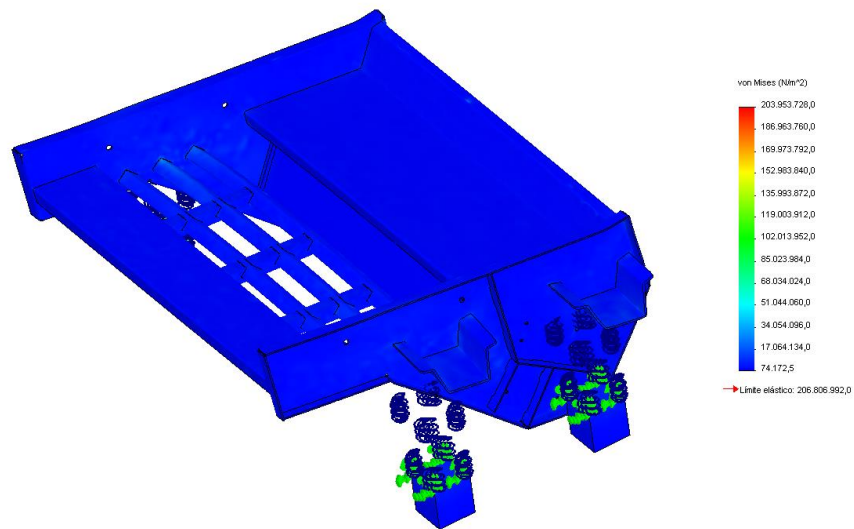
Listado de frecuencias naturales:

Nº de modo	Frecuencia(Rad/s)	Frecuencia(Hertz)	Período(S)
1	354.50	56.42	0.017724
2	446.90	71.13	0.014060
3	474.44	75.51	0.013243
4	516.89	82.27	0.012156
5	766.36	121.97	0.008199
6	795.01	126.53	0.007903
7	878.70	139.85	0.007151
8	1000.47	159.23	0.006280
9	1050.99	167.27	0.005978
10	1203.48	191.54	0.005221
11	1267.13	201.67	0.004959
12	1396.31	222.23	0.004500
13	1818.17	289.37	0.003456
14	1888.22	300.52	0.003328
15	2036.51	324.12	0.003085

Las frecuencias naturales del sistema son suficientemente alejadas de la de trabajo.

Pintamos la nueva distribución de tensiones y analizamos cual es el nodo que más tensiones soporta para obtener su grafica de respuesta en frecuencia.

Nombre de modelo: VFB_TPM_C_1000X1000
 Nombre de estudio: Estudio 2
 Tipo de resultado: Dinámica lineal Tensión nodal Tensiones1
 Intervalo: 31 Frecuencia: 25 Hertz
 Escala de deformación: 136.489



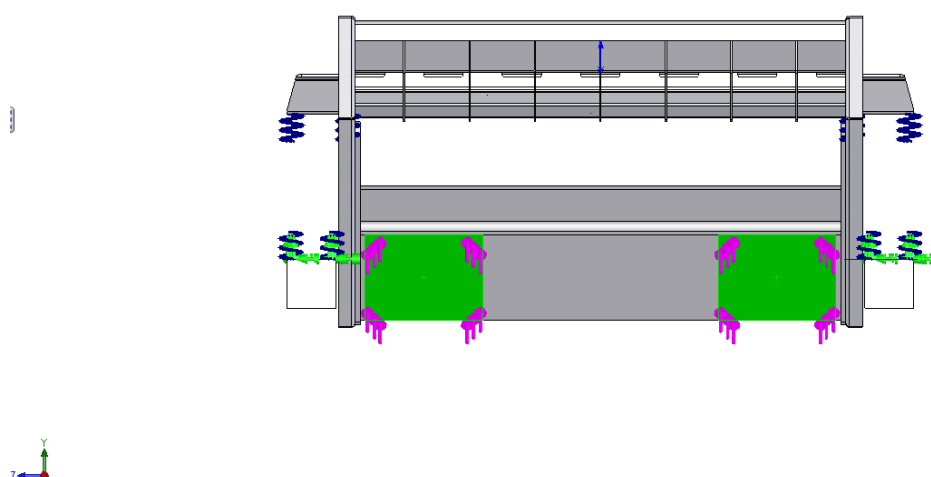
De los resultados que arroja el programa, podemos observar que en este caso las tensiones no sobrepasa el límite elástico. Por lo que podemos asegurar que el diseño realizado por la aplicación es fiable.

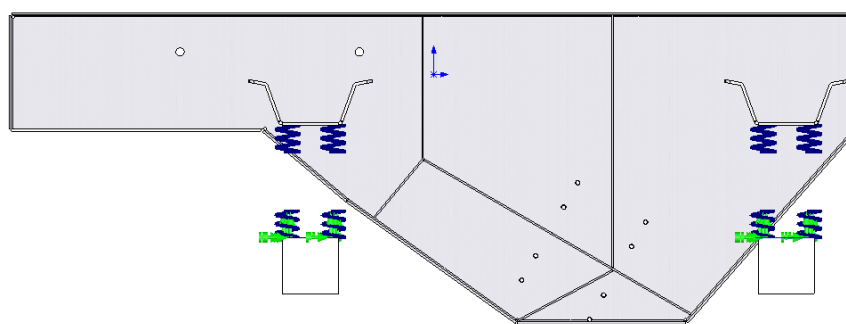
9.3.2- REDISEÑO A DIMENSIONES DE: 1000X1500

Condiciones de contorno:

Esta máquina será excitada desde la zona del puente tal y como se indica en la siguiente imagen, mediante la acción de un moto-vibrador que desarrolla un empuje de 11140 N.


Las zonas marcadas de color verde en la siguiente imagen son las zonas en las que actúa el moto-vibrador.



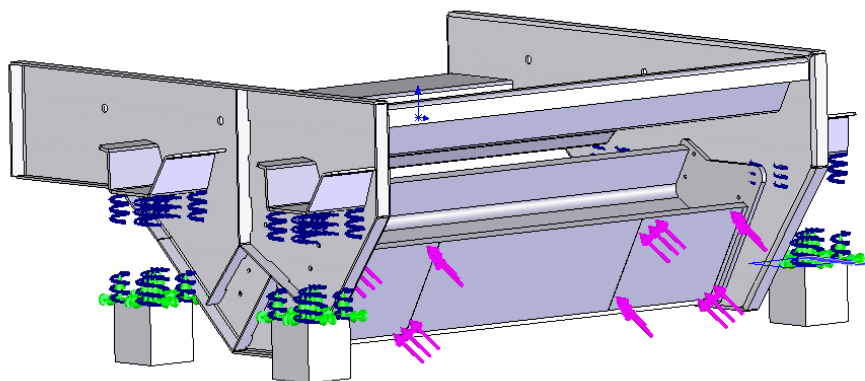


Como se puede ver en la imagen la acción de la fuerza se realizara en el plano XY, por lo tanto las frecuencias que sean excitadas en la dirección ortogonal a este plano, no serán relevantes.

En la siguiente tabla se detallan las características del motor elegido, según el fabricante.

<div>  OLI® </div>														
MVE - Standard Range														
<div> <div>▶ 4 POLES</div> <div>1500 - 1800 rpm</div> </div>														
<div> <div>Ex</div> <div> - II 3 D Ex ID A22 Tx IP66 - TUV NORD Statement Conformity Number TUV 05 ATEX 2768X - Equipment and protective system intended for use in potentially explosive atmospheres (Zone 22) - Directive 94/9/EC - Compliance with Essential Health and Safety Requirements - EN 61241-10 </div> </div>														
TYPE	Mechanical Features						Electric Features							
	Working moment (*)		FC		Weight		Power		Current		Ia/In		Class II Div.2	II 3 D
	Kgcm		Kg		Kg		Kw		A max (Y)		50Hz		Temp. Class	Temp. Class
	50Hz	60Hz	50Hz	60Hz	50Hz	60Hz	50 Hz	60 Hz	50 Hz	60 Hz	50Hz	60Hz	(T)	(°C)
MVE 40/15	1.97	1.97	25	36	4.6		0.04	0.05	0.31	0.31	2.00	2.00	T4	100
MVE 90/15	5.97	4.2	75	76	7.4		0.12	0.13	0.30	0.30	3.50	3.80	T4	100
MVE 200/15	15.44	10.83	194	196	11.8		0.16	0.17	0.49	0.50	2.00	2.00	T4	100
MVE 400/15	33.43	23.38	420	423	19.5		0.30	0.35	0.84	0.86	2.50	2.50	T4	100
MVE 500/15	44.57	31.2	560	564	21.0		0.35	0.40	1.06	1.09	2.80	2.70		100
MVE 300/15	26.58	18.60	334	336	22.5		0.62	0.73	1.32	1.41	3.00	3.20		100
MVE 700/15	56.83	39.36	714	712	27.4		0.62	0.73	1.32	1.41	3.00	3.20	T4	100
MVE 1100/15	88.67	62.02	1114	1122	35.8	28	0.65	0.78	1.50	1.70	3.80	3.80		100
MVE 1400/15	108.57	76.72	1364	1388	59.8	58.2	0.90	1.10	1.71	1.78	4.00	4.00		135
MVE 1700/15	137.31	91.98	1725	1664	61.8	59.4	1.15	1.30	2.16	2.09	4.70	4.50	T4	135
MVE 2400/15	187.69	137.36	2358	2485	68.0	62.0	1.60	1.90	3.00	3.20	4.90	4.90		135
MVE 2500/15	203.53	135.65	2557	2454	90.0	84.0	1.80	2.00	3.40	3.40	6.00	6.10	T4	135
MVE 3000/15	248.66	169.75	3124	3071	97.5	87.0	1.90	2.30	3.70	3.80	6.50	6.60		135

El sistema estará restringido por la acción de cuatro cuerpos elásticos que lo sustenta en las diferentes zonas de apoyo indicadas en la siguiente imagen, mediante espirales de color azul.



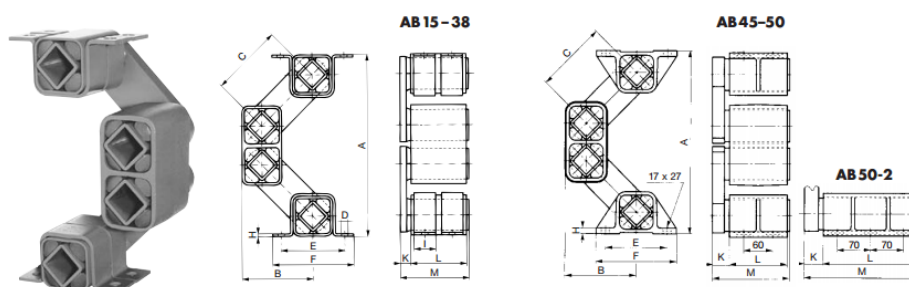
Las características de las suspensiones AB27 elegidas, están reflejadas en la siguiente tabla del fabricante.

ROSTA



Suspensión Oscilante

Tipo AB

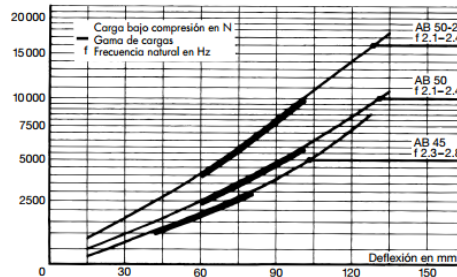
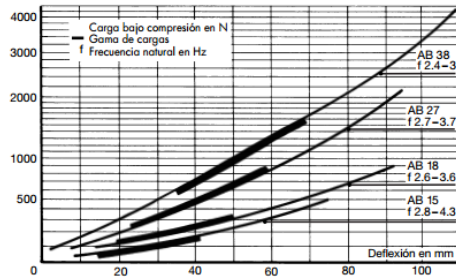


Art. n°	Tipo	G en N	A sin carga	A máx. carga	B sin carga	B máx. carga	C	ØD	E	F	H	I	K	L	M	Peso en kg
07051 001	AB 15	- 160	165	120	70	89	80	7	50	65	2	25	10	40	52	0.67
07051 002	AB 18	120 - 300	203	150	87	107	100	9	60	80	2.5	30	14	50	67	1.35
07051 003	AB 27	250 - 800	230	170	94	114	100	11	80	105	3	35	17	60	80	2.65
07051 004	AB 38	600 - 1600	295	225	120	144	125	13	100	125	4	40	21	80	104	6.20
07051 054	AB 45	1200 - 3000	353	273	141	170	140	13	115	145	8	-	28	100	132	11.50
07051 006	AB 50	2500 - 6000	380	280	150	180	150	-	130	170	12	-	35	120	160	19.12
07051 050	AB 50-2	4200 - 10000	380	280	150	180	150	-	130	170	12	-	40	200	245	30.00

En las siguientes tablas del fabricante se marca con una línea más gruesa, el rango de aplicación para cada uno de los diferentes elementos de suspensión rosta, así como la rigidez horizontal y vertical de los mismos.

c_d	AB 15	AB 18	AB 27	AB 38	AB 45	AB 50	AB 50-2
vertical	10	18	40	60	100	190	320
horizontal	6	14	25	30	50	85	140

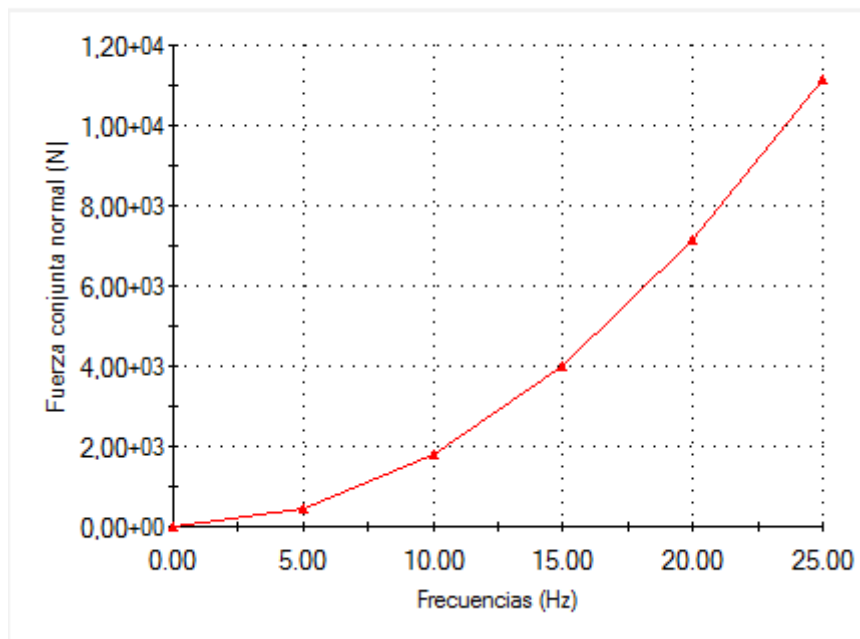
c_d = Valor de muelle dinámico en N/mm, para cargas nominales a $n_{rev} = 960$ rpm, $s_w = 8$ mm



Los datos de rigidez horizontal y vertical serán introducidos en la simulación FEM.

En este caso analizaremos la fuerza de forma diferente y nos centraremos en lo que ocurre al arrancar la máquina, ya que al arrancar podría barrer varias frecuencias naturales, con lo cual la fuerza introducida para simular la acción del moto-vibrador en esta ocasión tendrá la siguiente forma:

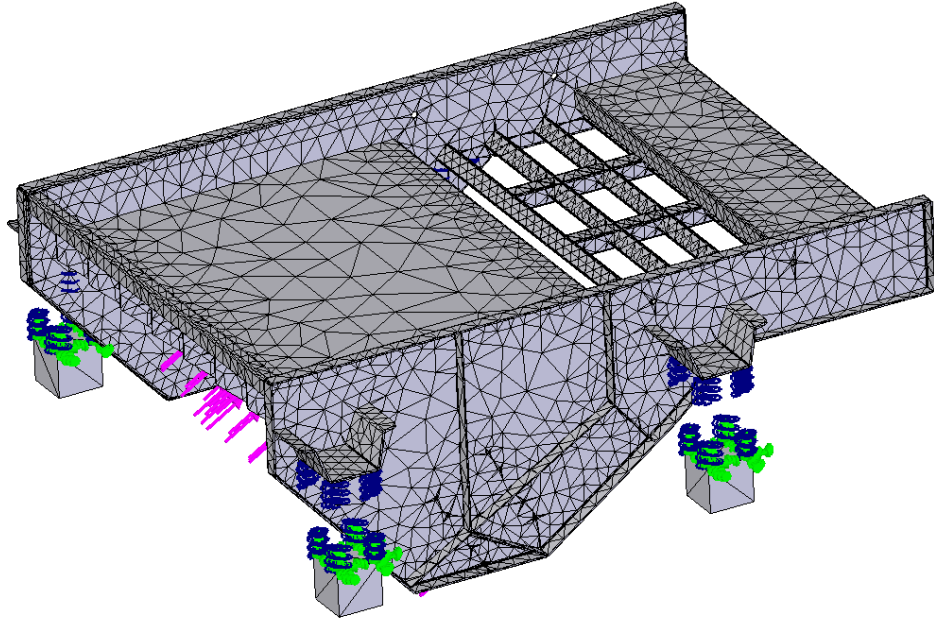
Curva de frecuencia



En la gráfica se observa cómo mientras sube la velocidad del motor desde la situación de reposo va aumentando la fuerza que este ejerce en la máquina.

El amortiguamiento será considerado global, tal y como se explicó en los casos anteriores.

Por esta razón en el programa no se introducen los elementos aislantes para ser mallados, y los reflejamos solo como condiciones de contorno según los datos que nos aporta el fabricante.



Para hacer correctamente nuestra simulación también es necesario introducir valores de amortiguamiento. Estos valores de amortiguamiento serán los propios de la formulación de Raleigh, e idénticos a los introducidos en casos anteriores.

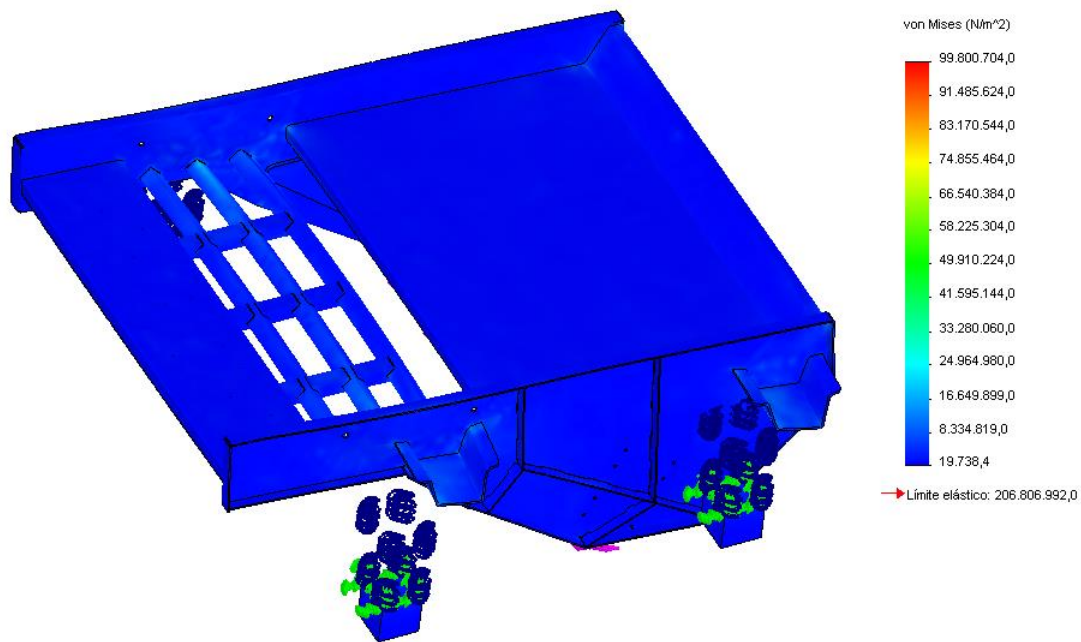
Tanto los coeficientes alfa como los coeficientes beta son calculados por nuestro simulador informático. Arrojando valores de 0.2 Y 0.4 respectivamente.

Listado de frecuencias naturales:

Nº de modo	Frecuencia(Rad/s)	Frecuencia(Hertz)	Período(S)
1	293.92	46.78	0.021378
2	375.29	59.73	0.016742
3	485.12	77.21	0.012952
4	655.53	104.33	0.009585
5	754.68	120.11	0.008326
6	825.70	131.41	0.007610
7	1005.30	160.00	0.006250
8	1016.00	161.70	0.006184
9	1092.00	173.80	0.005754
10	1358.60	216.22	0.004625
11	1558.40	248.02	0.004032
12	1588.08	252.75	0.003956
13	1761.30	280.32	0.003567
14	1917.25	305.14	0.003277
15	2053.60	326.84	0.003060

Las frecuencias naturales del sistema son suficientemente alejadas de la de trabajo.

Pintamos la nueva distribución de tensiones y analizamos cual es el nodo que más tensiones soporta para obtener su grafica de respuesta en frecuencia.



De los resultados que arroja el programa, podemos observar que en este caso las tensiones no sobrepasa el límite elástico. Por lo que podemos asegurar que el diseño realizado por la aplicación es fiable.